

# SERVIS TURBOPUNJAČA S VARIJABILNOM GEOMETRIJOM (VNT)

---

**Fot, Matija**

**Master's thesis / Specijalistički diplomski stručni**

**2020**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **Karlovac University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:587292>

*Rights / Prava:* [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-11-22**



**VELEUČILIŠTE U KARLOVCU**  
Karlovac University of Applied Sciences

*Repository / Repozitorij:*

[Repository of Karlovac University of Applied Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJI

Veleučilište u Karlovcu

Strojarski odjel

Specijalistički diplomski stručni studij strojarstva

Matija Fot

**SERVIS TURBOPUNJAČA S  
VARIJABILNOM GEOMETRIJOM (VNT)**

DIPLOMSKI RAD

Karlovac, 2020.



Karlovac University of Applied Sciences

Mechanical engineering Department

Professional graduate study of Mechanical engineering

Matija Fot

**VARIABLE GEOMETRY  
TURBOCHARGER SERVICE (VNT)**

Graduate thesis

Karlovac, 2020.



Veleučilište u Karlovcu

Strojarski odjel

Specijalistički diplomski stručni studij strojarstva

Matija Fot

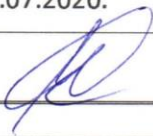
**SERVIS TURBOPUNJAČA S  
VARIJABILNOM GEOMETRIJOM (VNT)**

DIPLOMSKI RAD

Mentor: Tomislav Božić, v. pred.

Karlovac, 2020.

	<b>VELEUČILIŠTE U KARLOVCU</b> Trg J.J.Strossmayera 9 HR - 47000, Karlovac, Croatia Tel. +385 - (0)47 - 843-500 Fax. +385 - (0)47 - 843-503 e-mail: dekanat @ vuka.hr	Klasa: 602-11/18-01/____	
	<b>ZADATAK ZAVRŠNOG / DIPLOMSKOG RADA</b>	Ur.broj: 2133-61-04-18-01	

Ime i prezime	Matija Fot		
OIB / JMBG	55497745342		
Adresa	Ježdovečki odvojak 10		
Tel. / Mob./e-mail		091 937 2898	matija.fot@gmail.com
Matični broj studenta	0123417024		
JMBAG	0035190629		
Studij (staviti znak X ispred odgovarajućeg studija)		preddiplomski	<input checked="" type="checkbox"/> specijalistički diplomski
Naziv studija	Specijalistički diplomski stručni studij strojarstva		
Godina upisa	2017.		
Datum podnošenja molbe	03.07.2020.		
Vlastoručni potpis studenta/studentice			

Naslov teme na hrvatskom: <b>Servis turbopunjača sa varijabilnom geometrijom</b>	
Naslov teme na engleskom: <b>Variable geometry turbo charger service (VTN)</b>	
<p>Opis zadatka: Završni rad sastoji se od dva dijela, teoretskog i praktičnog. Koristeći literaturne izvore opisati povijesni razvoj turbopunjača, principe rada i svrhu turbopunjača kod motora s unutarnjim izgaranjem. U nastavku teoretskog dijela rada opisati dimenzioniranje, regulaciju i karakteristične greške na turbopunjačima nastale u radu. Eksperimentalni(praktični) dio rada bazirati na tehnologiji održavanja konkretnog uređaja, poštujući sve procedure i dobru praksu tvrtke u kojoj se rad obavlja. Za konkretni primjer turbopunjača raspisati tehnološku kompoziciju od detektiranja kvara, procesa održavanja(servisa) do nove kalibracije. U slučaju korištenja službenih obrazaca, zapisa i procedura tvrtke u kojoj se rad obavlja, zatražiti suglasnost za javnu objavu. Sve tehnološke faze održavanja popratiti foto-dokumentacijom.</p> <p>Rad napraviti sukladno pravilniku o izradi završnih radova Vuka</p>	
Mentor:	Predsjednik Ispitnog povjerenstva:

## ***PREDGOVOR***

Izjavljujem da sam ovaj diplomski rad napravio samostalno koristeći znanja stečena na Veleučilištu u Karlovcu te radom u struci.

Ovim putem želim zahvaliti svima koji su mi pomagali i bili podrška tijekom studiranja na Specijalističkom stručnom studiju, a posebno obitelji i prijateljima na neizmornoj podršci i razumijevanju koje su mi pružali tijekom cijelog studiranja. Također, zahvaljujem mentoru profesoru Tomislavu Božiću na susretljivosti te pomoći i vodstvu pri pisanju ovoga diplomskog rada. Osim toga, zahvaljujem tvrtci Purić d.o.o. na korištenju alata, strojeva i opreme te fotografskog materijala potrebnih za operativni dio diplomskoga rada – servis turbopunjača.



## **SAŽETAK**

U ovome diplomskome radu cilj je bilo obraditi tematiku turbopunjača, počevši od problematike zbog koje se razvijalo prednabijanje tlačnim zrakom motora s unutrašnjim izgaranjem do razvijanja sklopova koji navedeno omogućuju. Uvodno će se obrazložiti fizikalno-teorijski temelji na kojima leži princip rada turbopunjača te njegovi sastavni dijelovi sa svojim zadaćama. Nadalje, razraditi će se podjela turbopunjača prema načinu upravljanja, tj. regulacije tlaka prednabijanja sukladno razvoju tehnike. Završno, obraditi će se problematika kvarova na turbopunjačima s tipičnim primjerima. Na primjeru servisa turbopunjača s varijabilnom geometrijom (VNT) proći će se cjelokupni princip popravka – od rastavljanja - defektaže do uređenja dijelova, sklapanja i dinamičkog balansiranja radne grupe (CHRA) do sastavljanja cijelog sklopa te njegovog podešavanja – kalibracije.

## **KLJUČNE RIJEČI**

Prednabijanje, turbopunjač, dinamičko balansiranje, varijabilna geometrija

## **SUMMARY**

In this graduate thesis goal was to analyze subject of turbochargers, beginning with issues such as, why was development of supercharging internal combustion engines needed in the first place and the development of technologies that can solve that issues. Next it will be explained the theory about work principle of turbochargers and its components with their individual functions. Furthermore there will be explained the turbocharger classification according to a regulation of supercharging pressure. Finally, this thesis will analyze turbocharger malfunction with typical cause of problem. On a example of turbocharger with variable geometry, also known as Variable Nozzle Turbine (VNT), it will be explained step by step repair procedure – from disassembling – defects inspection to part cleanup, assembly and dynamic balancing of CHRA (Center Housing Rotating Assembly) up to complete reassembly and calibration.

## **KEY WORDS**

Supercharging, turbocharger, dynamic balancing, variable geometry

# Sadržaj

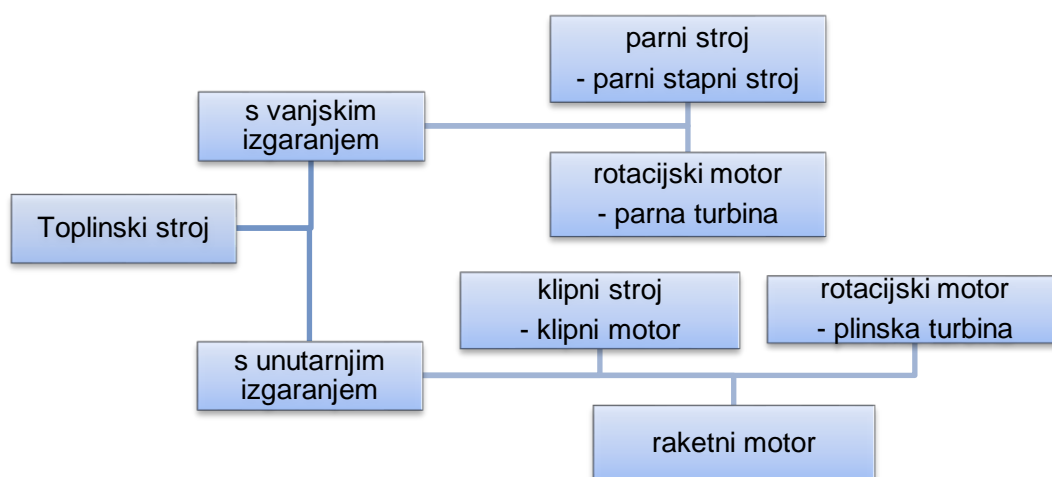
PREDGOVOR.....	II
SAŽETAK.....	III
SUMMARY.....	IV
1.UVOD.....	1
2. OSNOVE MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM .....	2
2.1 Podjela motora s unutarnjim izgaranjem [4].....	2
2.2 Klipni mehanizam.....	4
2.3 Taktovi motora s unutarnjim izgaranjem.....	5
2.4 Radna zapremnina i kompresijski omjer.....	7
2.5 Osnovni zahtjevi prilikom konstruiranja motora s unutarnjim izgaranjem .....	9
3. PREDNABIJANJE MOTORA.....	10
3.1 Povijesni razvoj sistema prednabijanja.....	10
3.2 Poboljšanje snage motora uvođenjem prednabijanja.....	12
3.3 Stupanj punjenja.....	15
3.4 Ekonomičnost sustava prednabijanja.....	16
2.5 Sustav nabijanja .....	17
3. TURBOPUNJAČ.....	18
3.1 Fizikalno - teorijski temelji rada turbopunjača .....	18
3.1.1 De Lavalova mlaznica.....	18
3.1.2 Centrifugalna – centripetalna sila.....	19
3.2 Princip rada turbopunjača .....	21
3.2.1 Sastavni dijelovi turbopunjača .....	22
3.3 O uljima i kliznim ležajevima.....	27
3.4 A/R omjer kućišta .....	28
3.5 Turbo trim.....	29

3.6.1 Problematika balansiranja .....	32
3.7 Regulacija tlaka komprimiranog zraka .....	35
3.7.1 Klasičan turbopunjač .....	35
3.7.2 Rasteretni ventil.....	36
3.7.3 Varijabilna geometrija.....	37
3.7.4 BI-turbopunjači .....	38
3.8 Kvarovi turbopunjača.....	39
4. Projektni zadatak – Servis turbopunjača Garrett 753420-0001 .....	40
4.1 Rastavljanje – defektaža .....	40
4.2 Uređenje sastavnih dijelova .....	47
4.3 Sastavljanje i balansiranje radne grupe (CHRA) .....	49
4.3.1 Niskobrzinsko balansiranje radnog sklopa.....	49
4.3.2 Sastavljanje radne grupe (CHRA).....	53
4.3.3 Visokobrzinsko balansiranje radne grupe (VSR).....	54
4.4 Sastavljanje kompletnoga turbopunjača .....	57
4.5 Podešenje i plombiranje.....	58
5. ZAKLJUČAK.....	61
6. LITERATURA .....	62
7. PRILOZI.....	64
7.1 Popis slika .....	64
7.2 Popis oznaka .....	67

## 1.UVOD

Motor s unutarnjim izgaranjem toplinski je stroj koji, prema termodinamici, vrši pretvorbu topline u mehanički rad.

Toplina potrebna za pretvorbu energije u mehanički rad nastaje izgaranjem pogonskog goriva unutar komore za izgaranje gdje pritisak nastalih plinova potiskuje klip (mehaničko gibanje) te tako pretvara toplinsku energiju u mehanički rad.



Slika 1 Podjela toplinskih strojeva [1]

Toplinski strojevi s vanjskim izgaranjem predstavljaju strojeve gdje je izvor toplinske energije iz vanjskog izvora, a sama pretvorba toplinske energije u mehaničku provodi se preko posredništva radnog medija, najčešće vode, tj. vodene pare. Osnovni predstavnici su parni stroj te parna turbina.

Kod toplinskih strojeva s unutarnjim izgaranjem sama pretvorba toplinske energije u mehaničku provodi se izravno pretvorbom kemijske energije pogonskog goriva izgaranjem u toplinu, tj. tlak čijim potiskom na pomični mehanički sklop (klip, lopatica turbine i sl.) dobivamo mehaničku energiju. Osnovni predstavnici su klipni motor, plinska turbina te raketni motor. (slika 1)

Kod motora s unutarnjim izgaranjem (MSUI) radni medij se prije izgaranja komprimira kako bi se povisile temperature izgaranja, a time i stupanj iskorištenja. Od radnih medija koriste se plinovita te tekuća goriva, za razliku od motora s vanjskim izgaranjem gdje pretežito prevladava korištenje krutih goriva (ogrjevno drvo, ugljen).

## **2. OSNOVE MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM**

### **2.1 Podjela motora s unutarnjim izgaranjem [4]**

1. Podjela prema vrsti ciklusa u cilindru (2 osnovna procesa)

- Otto
- Diesel

2. Podjela prema načinu zapaljenja:

- paljenje električnom iskrom (Otto ciklus)
- samopaljenje (Diesel ciklus)

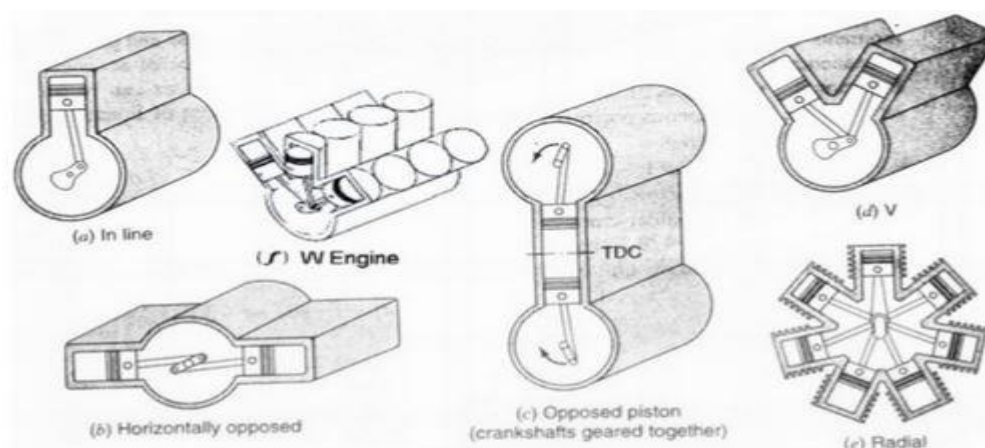
3. Podjela prema broju taktova (vrijedi za oba procesa):

- dvotaktni
- četverotaktni

4. Podjela po konfiguraciji cilindara (vrijedi za oba procesa) (*slika 2*)

- redni motori
- V motori
- W motori
- zvjezdasti (radijalni)

- bokser (nasuprotni)



**Slika 2 Konfiguracija cilindara [3]**

5. Podjela prema načinu ubrizgavanja goriva (vrijedi za oba procesa):

- direktno
- indirektno

6. Podjela po vrsti usisa zraka ili radne tvari (vrijedi za oba procesa):

- atmosferski (prirodno punjenje)
- s prednabijanjem

7. Podjela prema načinu hlađenja (vrijedi za oba procesa) :

- hlađenje zrakom
- hlađenje kapljevnom

8. Podjela prema brzini vrtnje:

- sporohodni
- srednje brzohodni

- brzohodni

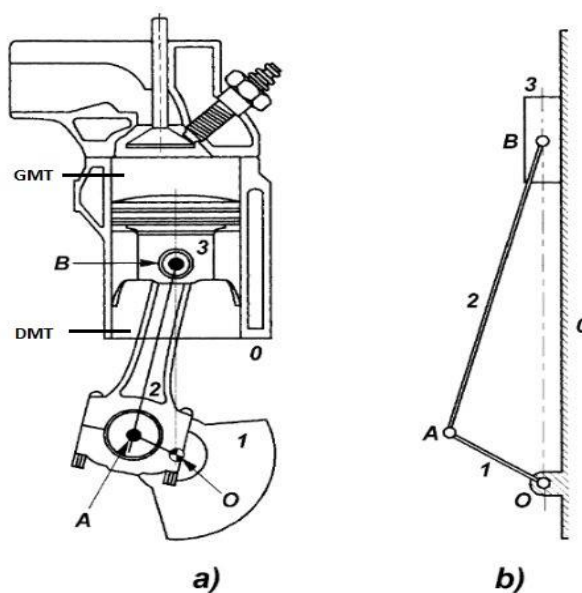
9. Podjela prema mogućnosti korištenja nekih od alternativnih goriva, ovisno o procesu:

- Otto proces: etanol, ukapljeni naftni plin (UNP, tj. eng. *LPG - Liquefied Petroleum Gas*), stlačeni prirodni plin itd.

- Diesel proces: biodiesel

## 2.2 Klipni mehanizam

Klipni mehanizam najosnovniji je segment motora koji pravocrtno gibanje - translaciju pretvara u kružno gibanje – rotaciju koljenastog vratila.



Slika 3 Klipni mehanizam [2]

GMT – gornja mrtva točka (eng. TDC – Top dead center)

DMT – donja mrtva točka (eng. BTC – Bottom dead center)

GMT i DMT krajnje su točke u kojima klip mijenja smjer kretanja – translacijsko gibanje



Klip je element valjkastog oblika čiji je zadatak ostvarivanje pravocrnog gibanja unutar cilindra, a giba se unutar granica GMT-a i DMT-a. Klip je povezan putem klipnjače, tj. ojnice s koljenastim vratilom, a ležajna mjesta predstavljaju točke A i B. Koljenasto vratilo giba se rotacijski u odnosu na svoju os O. (slika 3)

### 2.3 Taktovi motora s unutarnjim izgaranjem

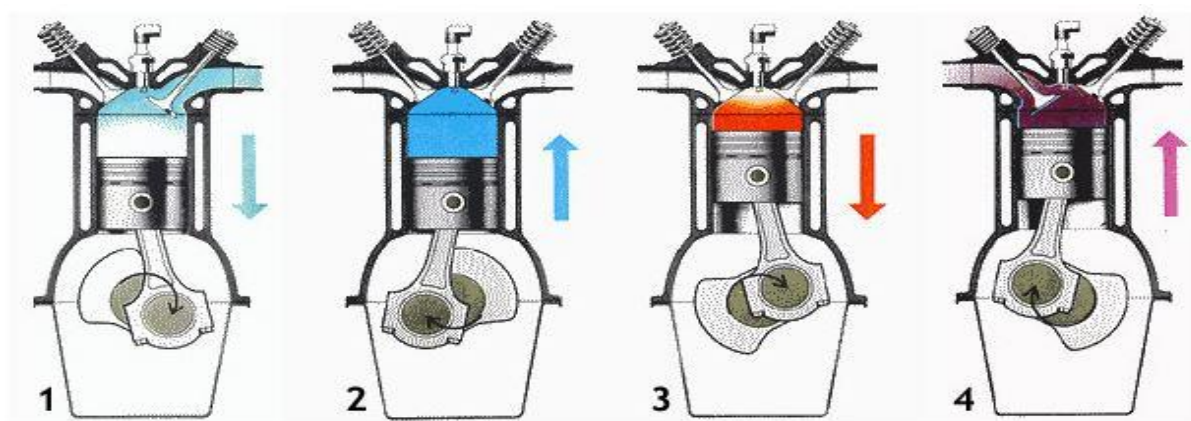
Radni proces kod MSUI sadrži uvijek četiri faze - takta:

- usis
- kompresija
- ekspanzija – dobivanje mehaničkog rada
- ispuh

Trajanje svih procesa izražavamo referentnim okretajima koljenastog vratila ili radilice kako bi se ispunile sve četiri faze MSUI.

- 1 okretaj ili  $360^\circ$  kod dvotaktnih motora (2T) – istovremeno vremensko preklapanje trajanja taktova - kompresija i izmjena medija/izgaranje i ispuh

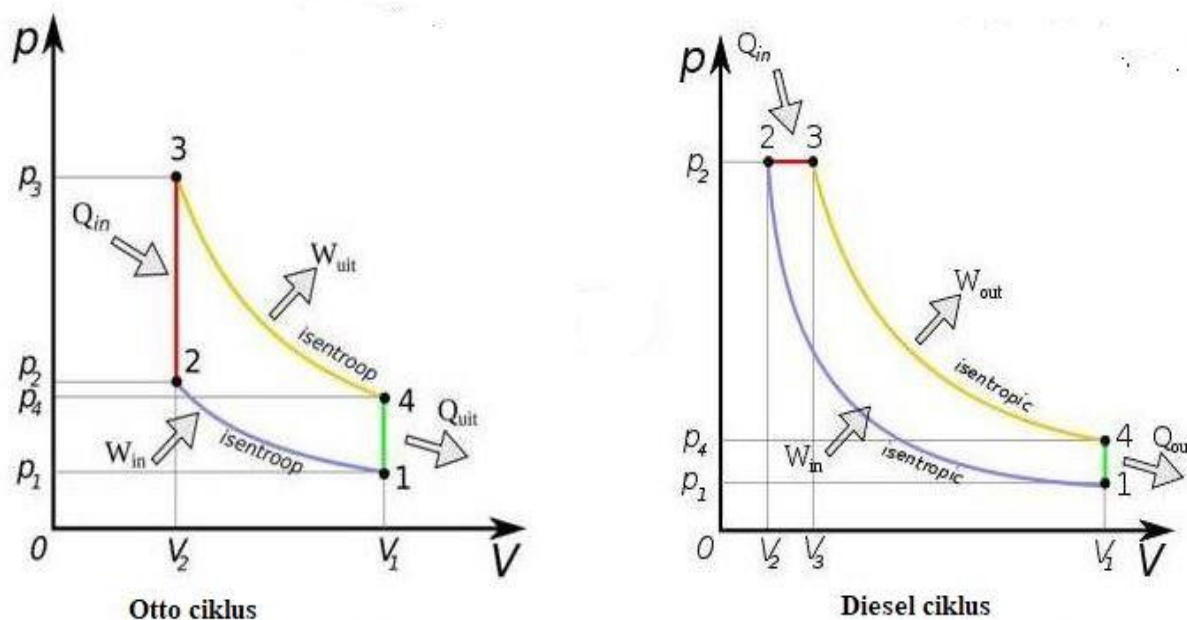
- 2 okretaja ili  $720^\circ$  kod četverotaktnih motora (4T) – svaki od četiri faze ima svoj zasebni period trajanja s minimalnim preklapanjem



Slika 4 4T osnovni taktovi [3]

Taktovi 4T MSUI prema slici 4:

- 1 – usis - 0 - 180°
- 2 – kompresijski takt – 180°-360° (1. okretaj)
- 3 – ekpanzijski (radni) takt - 360°-540°
- 4 – ispušni takt – 540° - 720° (2. okretaj)



Slika 5 p-V dijagram Otto i Diesel ciklusa [20]

#### 1. takt – USIS

Gibanje klipa od GMT-a do DMT-a, usisni ventil je otvoren dok je ispušni ventil zatvoren, volumen se povećava – stvara se podtlak koji rezultira ulaskom zraka ili zapaljive smjese (gorivo i zrak) u cilindar. Izobarna promjena stanja ( $p=\text{konst.}$ ).

#### 2. takt – KOMPRESIJA

Klip se giba od DMT-a do GMT-a, usisni i ispušni ventili su zatvoreni, volumen se smanjuje a tlak i temperatura rastu. Adijabatska promjena stanja (izentropa) – nema izmjene topline  $Q$  u procesu.

### 3. takt – EKSPANZIJA – dobivanje MEHANIČKOG RADA

Gibanje klipa od GMT-a do DMT-a dok su usisni i ispušni ventili zatvoreni, temperatura i tlak rastu uslijed izgaranja, a plinovi ekspandiraju i pritom pomiču klip translacijski koji putem klipnog mehanizma rotira koljenasto vratilo (radilicu) – kemijska energija goriva pretvara se u mehaničku.

Kod Otto procesa stanje se mijenja po adijabati (izentropa) dok se kod Diesel procesa promjena stanja mijenja prvo po izobari, zatim po adijabati (izentropa).

### 4. takt – ISPUH

Klip se giba od DMT-a do GMT-a dok je usisni ventil zatvoren, a ispušni ventil otvoren. Jedan dio plinova pri izlazi po izohori (stalnom volumenu  $V$ ), dok ostali dio izlazi uz prisutstvo gibanja klipa od DMT-a do GMT-a po izobari (stalnome tlaku).

## 2.4 Radna zapremnina i kompresijski omjer

Radni zapremnina, tj. radni volumen motora predstavlja vrijednost kojom opisujemo fizičku veličinu motora, a računa se prema idućoj formuli:

$$V_{motora} = H \cdot \frac{d \cdot \pi}{4} \cdot z \quad [\text{m}^3] \quad (1)$$

pri čemu je:

$V_{motora}$  – radni obujam (volumen) motora [ $\text{m}^3$ ]

$H$  – hod klip od GMT do DMT [m]

$d$  – provrt cilindra [m]

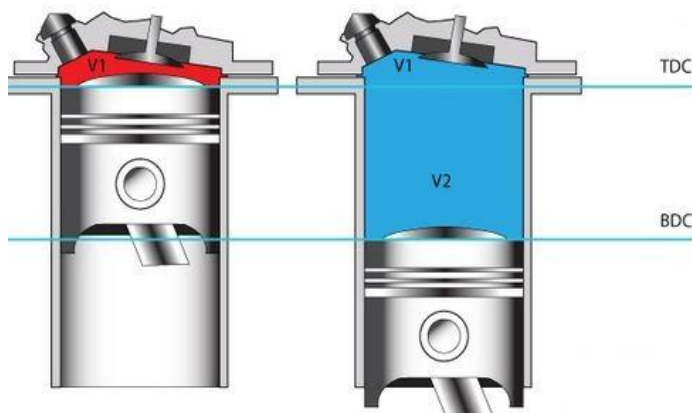
$\pi$  – 3.141592

$z$  – broj cilindara

Ako je hod klipa nepoznat, volumen cilindra može se izmjeriti na način da se izmjeri volumen kompresijskog prostora (prostor između klipa i glave motora) dok je klip u DMT-u i

volumen dok je klip u GMT. Razlika dva navedena volumena predstavlja radnu zapremninu motora. (slika 6).

$$V_{motora} = V_2 - V_1 \text{ [m}^3\text{]} \quad (2)$$



**Slika 6 Kompresijski omjer [3]**

pri čemu je:

$V_1$  - volumen kompresijskog prostora dok je klip u DMT-u [m<sup>3</sup>]

$V_2$  - volumen kompresijskog prostora dok je klip u GMT-u [m<sup>3</sup>]

Uzimajući u obzir omjer navedenih volumena dobivamo vrijednost kompresijskog omjera koji predstavlja omjer koliko se puta inicijalni volumen komprimira u kompresijskom taktu.

$$V_2 : V_1 = n : 1 \text{ [-]} \quad (3)$$

pri čemu je:

$n$  – teoretski vrijednost >1 (uvjet kompresije)

Kompresijski omjer jedan je od osnovnih parametara prilikom konstrukcije motora koji finalno određuje namjenu MSUI. Kod benzinskih motora kompresijski omjer se kreće oko omjera 10:1, iznimno do 16:1 (opasnost od samozapaljenja smjese – detonacije!) dok se kod dizelskih motora omjer kreće oko 20:1, a iznimno do 30:1.

## 2.5 Osnovni zahtjevi prilikom konstruiranja motora s unutarnjim izgaranjem

Kako bi se postigli optimalni radni parametri motora postavljeni su visoki zahtjevi za projektiranje te analizu dobivenih rezultata. Temeljni suvremeni zahtjevi koji se postavljaju pred inženjere prilikom konstrukcije motora s unutarnjim izgaranjem su [4]:

- a) smanjenje specifične potrošnje goriva
- b) smanjenje zagađenja okoliša
  - snižavanje emisije CO<sub>2</sub> zbog efekta staklenika
  - smanjenje emisija NO<sub>x</sub>, CO i CH zbog njihovog štetnog djelovanja
- c) smanjenje buke
- d) smanjenje vibracija

U svrhu postizanja navedenih zahtjeva proizvođači se odlučuju na [4]:

1. veće kompresijske omjere
2. poboljšanje kontrole izgaranja kod Otto motora
  - uvođenjem elektroničkih upravljačkih sklopova (preciznija kontrola)
  - direktnim ubrizgavanjem goriva (kod Otto motora)
  - promjenjivim kutom otvaranja i zatvaranja ventila
3. korištenje bezolovnih goriva i katalizatora
4. uvođenjem više stupnjeva prijenosa (šest ili više)
5. uvođenje novih tehnologija pročišćavanja ispušnoga plina (katalizatori, mehanički filteri)
6. razvijanje novih sustava prednabijanja tlačnog zraka
  - uvođenje turbopunjača s varijabilnom geometrijom
  - BI turbopunjači
  - mehanički punjači
  - COMPREX nabijanje - mehaničko
7. povećanje maksimalnih tlakova kod Diesel motora

### 3. PREDNABIJANJE MOTORA

Motori s unutrašnjim izgaranjem prema načinu usisa zraka ili radne tvari dijele se na:

- a) atmosferske, tj. motore s prirodnim punjenjem
- b) motore s prednabijanjem

#### 3.1 Povijesni razvoj sistema prednabijanja

Krajem 19-og stoljeća postavili su se temelji osnovnih motora s unutrašnjim izgaranjem.

- 1876.g. Nicolaus August Otto patentira motor s unutrašnjim izgaranjem koji, prema izumitelju, radi po Otto ciklusu.

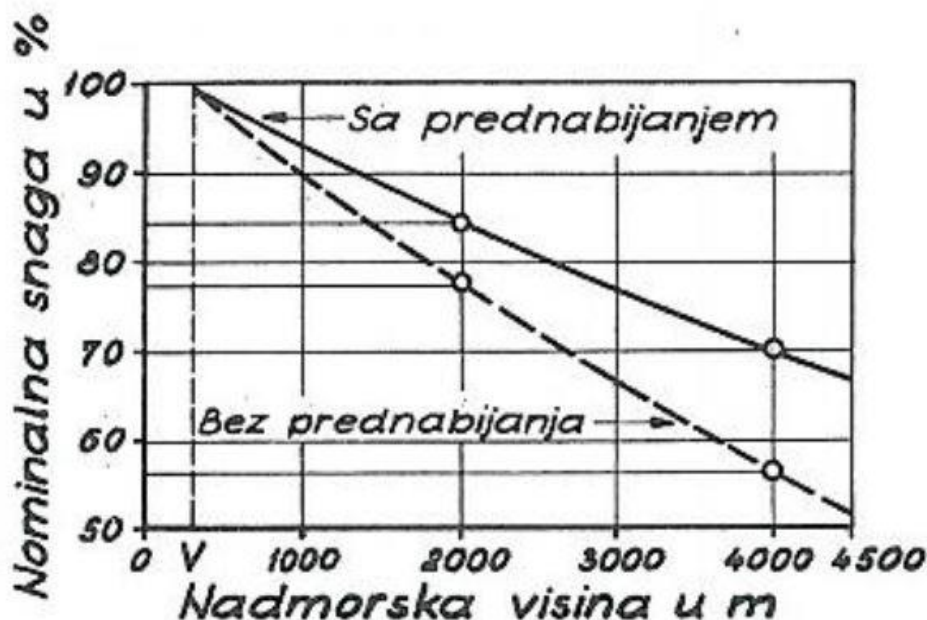
Kako bi se konkuriralo na tržištu počinju se ubrzo razvijati patentirani sklopovi, prije svega sklopovi za prednabijanje postojećeg motora.

- 1896.g. Rudolf Diesel u prijavi jednog svog patenta koristi prednabijanje kao temeljni princip u svrhu povećanja specifične snage motora

- 1897.g. Rudolf Diesel patentira motor s unutarnjim izgaranjem koji radi po ciklusu, koji se također prema izumitelju, naziva Diesel ciklus.

- 1905.g. Alfred Büchi patentira uređaj za iskorištavanje statičkog tlaka ispušnih plinova za prednabijanje klipnih motora s unutarnjim izgaranjem

- tijekom Prvog svjetskog rata (1914. do 1918.) uviđa se veliko značenje avijacije te je osnovni cilj bio unaprijediti karakteristike vojnih aviona, posebno brzinu te visinu leta koja je bila ograničavajući faktor. Povećanjem nadmorske visine drastično je padala iskoristivost motora zbog manje gustoće zraka, tj. manje količine usisnog radnog medija koji je rezultirao i značajno manjom izlaznom snagom. Već na 3000 m, snaga je klasičnog klipnog motora pala za preko 30%. (slika 7 - [5])



Slika 7 Pad nominalne snage motora s porastom nadmorske visine [5]

Kako bi se doskočilo navedenom problemu počeli su se koristiti mehanički pogonjena puhalo (kompresori) za prednabijanje usisnog zraka, većinom centrifugalne izvedbe. Ubrzo se u istu svrhu pojavljuju i turbopuhala pogonjena ispušnim plinom – turbopunjači koji su se postepenim razvijanjem danas našla na vodećem mjestu među uređajima za prednabijanje usisnog zraka.

- 50-ih godina 20-og stoljeća razvija se uljno tlačno podmazivanje turbopunjača čime se je značajno povećala trajnost samoga sklopa. Navedeno je povećalo sigurnost samoga sklopa čime započinje serijska, tj. posljedično masovna proizvodnja što je rezultiralo jeftinijom proizvodnjom te njegovom širokom primjenom - od automobilske, industrijske te moreplovne potrebe gdje se njihovom ugradnjom značajno povećava snaga pogonskih agregata (preko 200% u pojedinim slučajevima u odnosu na prvobitnu), a sve uz minimalan trošak u odnosu na dobiveno.

### 3.2 Poboljšanje snage motora uvođenjem prednabijanja

Snaga motora fizikalna je veličina koja ovisi o radnom volumenu motora, srednjem tlaku u cilindru, brzini vrtnje, taktnosti te broju cilindara. Razlikujemo indiciranu snagu koja je dobivena iz indikatorskog dijagrama (teoretski maksimalna) te efektivnu snagu koja je u konačnici dobivena.

$$P_i = z \cdot V_H \cdot p_i \cdot \frac{2n}{T} \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

$$P_e = z \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{2n}{T} \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

pri čemu su:

$z$  – broj cilindara

$V_H$  – radni volumen motora [ $\text{dm}^3$ ]

$p_i$  – srednji indicirani tlak [Pa]

$p_e$  – srednji efektivni tlak [Pa]

$n$  – brzina vrtnje [ $\text{min}^{-1}$ ]

$T$  – taktnost motora [-]

Vidljivo iz gornjih izraza, povećanje broja cilindara, tj. povećane radnog volumena motora neminovno dovodi do povećanja volumena i mase, povećanje referentne brzina vrtnje ograničena je izvedbom razvodnog sustava, tj. njezinim inercijskim silama, a zadnji utjecajni faktor – taktnost motora, zasigurno se neće smanjivati sa  $4T$  na  $2T$  zbog neminovnog povećanja emisije štetnih plinova. Sumarno, kako bi se povećala snaga motora najjednostavnije promjenjiva varijabla navedenih izraza predstavlja povećanje srednjeg indiciranog i efektivnog tlaka.

$$P_{d,Otto} = \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{S,o} \cdot \frac{H_d}{1+\lambda Z_o} \quad [\text{Pa}] \quad (6)$$

$$P_{e,Diesel} = \eta_e \cdot \lambda_{pu} \cdot \rho_{Z,o} \cdot \frac{H_d}{\lambda Z_o} \quad [\text{Pa}] \quad (7)$$

pri čemu su:



$\eta_i$  – efektivni stupanj djelovanja

$\lambda_{pu}$  – faktor pretička zraka

$\rho_{s,o}$  – gustoća smjese zraka i goriva kod standardne atmosfere [ $\text{kg}_{zr}/\text{kg}_g$ ]

$\rho_{z,o}$  – gustoća zraka kod standardne atmosfere [ $\text{kg}_{zr}/\text{kg}_g$ ]

$H_d$  – donja ogrjevna vrijednost goriva [ $\text{kJ}/\text{kg}_g$ ]

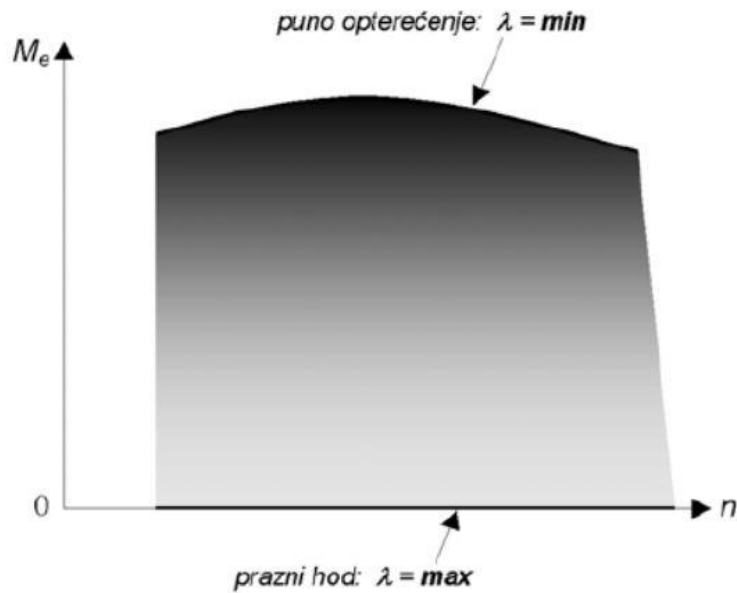
$\lambda$  – faktor pretička zraka [-]

$Z_o$  – stehiometrijska količina zraka za izgaranje [ $\text{kg}_{zr}/\text{kg}_g$ ]

Stehiometrijska količina zraka za izgaranje određena je faktorom pretička zraka  $\lambda$  koji definira odnos između dovedene i potrebne količine zraka potrebne za potpuno izgaranje cjelokupne količine goriva. Omjer koji definira potpuno izgaranje zapaljive smjese (gorivo i zrak) definiramo s faktorom pretička zraka  $\lambda = 1$ , a ona označava stehiometrijski omjer smjese u odnosu 14,7 kg zraka : 1 kg goriva.

U slučaju kada je  $\lambda > 1$  radi se o tzv. siromašnoj smjesi, što znači da je omjer mase zraka u pretičku, tj. višku u odnosu na masu goriva što rezultira povećanjem emisije dušičnih oksida ( $\text{NO}_x$ ).

U situaciji kada je  $\lambda < 1$  radi se o tzv. bogatoj smjesi, tj. smanjeni je udio mase zraka u odnosu na idealnu kako bi se postignulo potpuno izgaranje što rezultira da u cilindru nedostaje količina zraka za potpuno izgaranje. Rezultat bogate smjese generiranje je crne čađe kao nusprodukt izgaranja uslijed nepotpunog izgaranja atomiziranog goriva u nedovoljnoj količini zraka za potpuno izgaranje. Kod Diesel motora, najveća vrijednost faktora zraka ( $\lambda > 1$ ) događa se prilikom praznoga hoda gdje je potrebna snaga dovoljna za pokrivanja mehaničkih gubitaka u motoru dok je najmanja vrijednost prilikom nazivne snage (slika 8)



Slika 8 Faktor pretička zraka u radnom području Diesel motora [5]

Raspon pretička zraka u radnom području Diesel motora (slika 8)

$\lambda \min \approx 1.05$

- $\lambda \min = 1.1 - 1.25$  za motore sa indirektnim ubrizgavanjem
- $\lambda \min = 1.4 - 1.5$  za motore s direktnim ubrizgavanjem
- $\lambda \min = 1.5 - 1.8$  za motore s turbo-kompresorima

$\lambda \max \approx 7$  – gornja vrijednost zapaljivosti smjese zbog premale količine goriva potrebne za inicijalno zapaljenje

### 3.3 Stupanj punjenja

Stupanj punjenja predstavlja vrijednost koja označava omjer mase zrake dostupne u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila i referentne mase zraka dostupne za izgaranje koja bi stala u radni volumen kod stanja okolne (standardne) atmosfere, tj. pri prirodnom punjenju [6].

$$\lambda_{pu} = \frac{m_{z,izg}}{m_{ref}} [\text{kg}_{zr}/\text{kg}_{zr}] \quad (8)$$

Pri čemu su:

$\lambda_{pu}$  – stupanj punjenja [ $\text{kg}_{zr}/\text{kg}_{zr}$ ]

$m_{z,izg}$  – masa zraka dostupna za izgaranje u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila [ $\text{kg}_{zr}$ ]

$m_{z,izg}$  – referentna masa zraka dostupna za izgaranje u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila pri standardnim uvjetima [ $\text{kg}_{zr}$ ]

Kod motora bez prednabijanja uslijed više temperature usisanog zraka i/ili tlaka usisa koji je manji od standardnog uobičajeno je da je:

$$m_{z,izg} < m_{ref} \quad (9)$$

Utjecajni faktori su otpori strujanja uslijed trenja (površinska hrapavost – turbulentno strujanje) i lokalni otpori u usisnom cjevovodu (zakrivljeni segmenti cijevi, grlo ventila) te pozitivna nadmorska visina što rezultira:

$$\lambda_{pu} < 1 \quad (10)$$

Kod motora s prednabijanjem biti će redovito  $m_{z,izg} > m_{ref}$ , što znači:

$$\lambda_{pu} > 1 \quad (11)$$

Rezultat navedenog je da se povećanjem mase zraka dostupne za izgaranje povećava i stupanj punjenja, a time izravno srednji i indicirani i efektivni tlak te posljedično snaga motora.

### 3.4 Ekonomičnost sustava prednabijanja

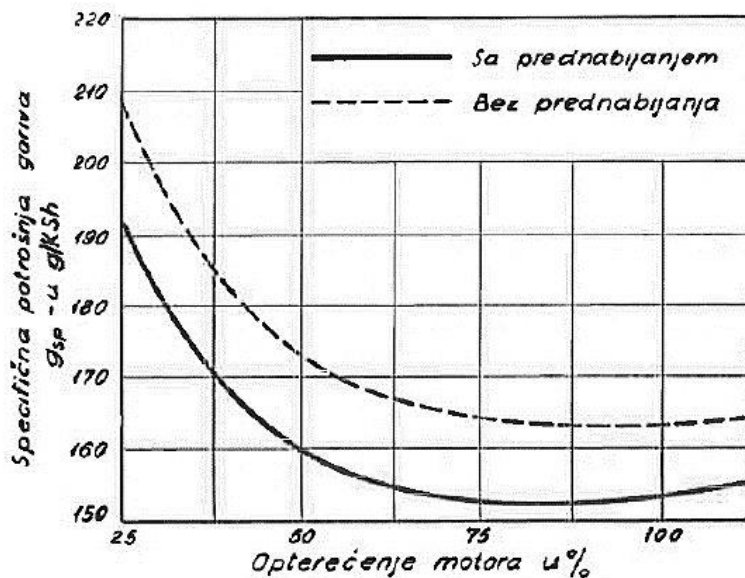
Ekonomičnost ugradnje turbopunjača najbolje se prikazuje kroz poboljšanje mehaničkog koeficijenta djelovanja ( $\eta_m$ ) koji je smanjen te je time i smanjena specifična potrošnja goriva za oko 5%. Uz minimalno promijenjenu konstrukciju motora omogućuje se relativno jednostavno povećanje snage za oko 50% dok je uz ozbiljnije konstrukcijske izmjene i hlađenje putem ugrađenog izmjenjivača prednabijenog zraka vodom, te unutrašnjosti motora uljem (posebno klipova) putem mlaznica moguće povećanje snage preko 200% u odnosu na prirodni usis. [5]

Iznimna važnost ekonomičnosti – pogonski agregati velikih snaga (preko 1000 konjskih snaga – KS) [5]

- brodski i stacionarni motori (pogonski agregati) koji duže periode rade bez prekida i uštede goriva u iznosu od par posto u odnosu na prvobitnu izvedbu predstavljaju veliki ekonomski napredak pošto se radi o nominalnim potrošnjama velikih iznosa. Ušteda od 5 g/KSh kod motora u stalnom pogonu sa 1000 KS dovodi do smanjenja potrošnje goriva od oko 5 kg/h, tj. 120 kg/dan ili kroz 300 radnih dana u godini do uštede od oko 36 tona goriva. (slika 9)

Kod sporohodnih 4-taktnih se Diesel motora s prednabijanjem postiže se značajna

mogućnosti upotrebe motora s manjim brojem cilindara za istu snagu, a time i značajna smanjenja troškova održavanja [5].



**Slika 9** Usporedba specifične potrošnje goriva kod motora bez i s prednabijanjem [5]

## 2.5 Sustav nabijanja

Prema načinu prednabijanja motora s unutarnjim izgaranjem postoji podjela sistema prednabijanja na [7]:

1. Rezonantno nabijanje ili inercijsko punjenje
2. Mehanički pogon kompresora
3. Pogon kompresora turbinom na ispušne plinove (Turbopunjač)
4. Comprex-nabijanje
5. Kombinirano nabijanje

U nastavku rada razraditi će se tematika prednabijanja korištenjem turbopunjača, princip rada, njihove izvedbe, prednosti te nedostaci te će se zaključno opisati proces servisiranja turbopunjača s varijabilnom geometrijom (VNT).

### 3. TURBOPUNJAČ

#### 3.1 Fizikalno - teorijski temelji rada turbopunjača

##### 3.1.1 De Lavalova mlaznica

De Lavalova mlaznica ili Lavalova sapnica je mlaznica (sapnica) koja služi za pretvorbu potencijalne energije stlačivih fluida (plinova ili para) u kinetičku energiju. Sapnicu čini strujni kanal, koji se u smjeru strujanja najprije sužuje, a zatim proširuje (difuzorski dio). Zahvaljujući povećanju brzine fluida na suženome dijelu kanala (Venturijeva cijev), pomoću nje mogu se postići nadzvučne brzine strujanja. (slika 10) [6]

Njezin rad temelji se na različitim svojstvima plinova koji teku podzvučnim i nadzvučnim brzinama. Brzina podzvučnog protoka plina povećati će se ako se cijev, kroz koji prolazi plin, sužava zbog konstantnog masenog protoka, a sami protok plina kroz de Lavalovu mlaznicu je izentropski (konstantna entropija plina).

- Transformacija potencijalne energije plina (tlak) u kinetičku energiju plina (brzina)

$$\text{Potencijalna energija : } E = mgh \text{ [J]} \quad (12)$$

pri čemu su:

$m$  = masa [kg]

$g$  = gravitacijska konstanta [ $\approx 9,81 \text{ m/s}^2$ ]

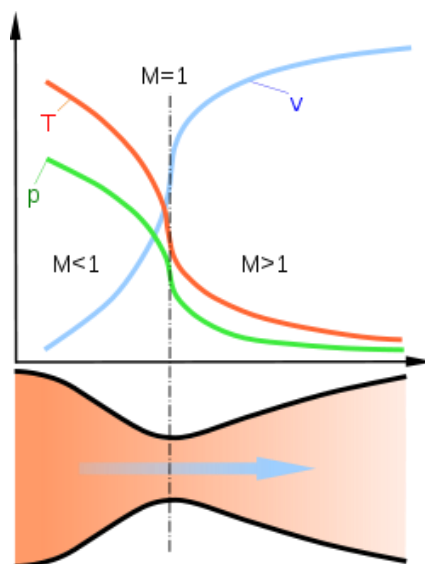
$h$  = visina o odnosu na nadmorsku visinu [m]

$$\text{Kinetička energija: } E = mv^2/2 \text{ [J]} \quad (13)$$

pri čemu su:

$m$  = masa [kg]

$v$  = brzina [m/s]



Slika 10 De Lavalova mlaznica [20]

pri čemu su:

$p$  – tlak [Pa]

$T$  – temperatura [K]

$v$  – brzina [m/s]

De Lavalova mlaznica postavila je konstruktivne temelje rada plinskih i parnih turbina te raketnih i mlaznih motora.

### 3.1.2 Centrifugalna – centripetalna sila

Centrifugalna sila je sila koja nastoji odbaciti tijelo od središta gibanja (centrifugalna je onaj koji se pomiče ili bježi iz središta ili centra)

$$F_c = \frac{mv^2}{r} \text{ [N]} \quad (14)$$

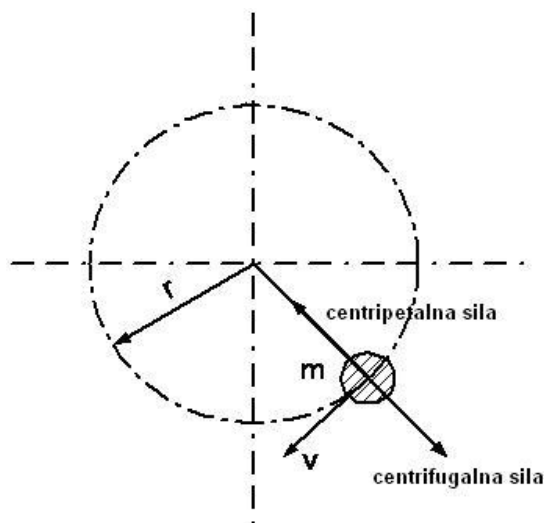
pri čemu su:

$m$  = masa [kg]

$v$  = brzina [m/s]

$r$  = radijus gibanja [m]

Centripetalna sila je sila koja djeluje na neko tijelo da se kreće po zakrivljenoj stazi, a usmjerena je uvijek prema središtu zakrivljenosti (centripetalan je onaj koji teži prema središtu ili centru). [8]



Slika 11 Centripetalna i centrifugalna sila [8]

Svaki rotirajući dio pod utjecajem je centrifugalne i centripetalne sile.

Uzimajući za primjer rotore turbopunjače (turbinski i kompresijski rotor), o kojima će više biti opisano u idućim poglavljima, vidljivo je da:

- centrifugalna sila raste povećanjem mase te kvadratom brzine, a smanjuje se smanjenjem promjera rotora (sila koja želi razdvojiti čestice materijala – uzrokuje pucanje rotora)
- centripetalna sila rezultatno suprotna je iznosu centrifugalne sile (sila koja drži čestice u cjelini s ciljem gibanja na istoj putanji)

Rezultat – Sve dok je centrifugalna sila manja od sile kojom se čestice rotora drže zajedno, rotor se ne će razletiti, a najznačajniji faktori su:

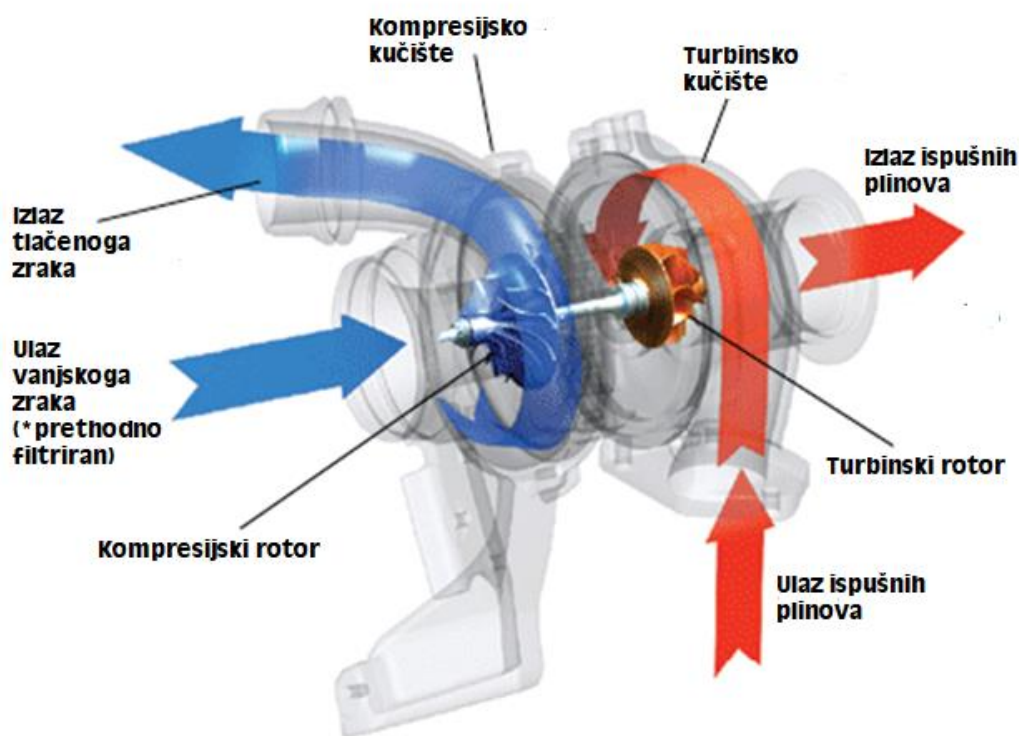
- čvrstoća materijala – konstantna za svaki materijal
- brzina (*na kvadrat*) –povećanjem brzine značajno raste  $F_c$



### 3.2 Princip rada turbopunjača

Turbopunjač (engl. *turbocharger*) centrifugalni je kompresor koji se nalazi na istom vratilu s turbinom koju pogone ispušni plinovi motora.

Turbinski rotor sastavni je dio s vratilom koje pritom istovremeno pokreće kompresijski rotor unutar kompresijskog kućišta. Pokretanjem kompresijskog rotora započinje centrifugalno komprimiranje zraka.



Slika 12 Sastavni dijelovi turbopunjača [13]

Glavna uloga turbopunjača iskorištenje je energije vrućih ispušnih plinova u koristan rad s ciljem povećanja efikasnosti samoga motora s unutarnjim izgaranjem. To je izvedeno na način da se vrući ispušni plinovi centrifugalno ekspandiraju u turbinskom kućištu te prilikom prolaska preko turbinskoga rotora u ispušni sistem jedan dio svoje kinetičke energije koriste u samo pogonjenje turbinskog rotora.

Cilj – komprimirati „čim više“ atmosferski zrak kako bi uz kompenzaciju goriva motor za 1 radni takt imao veću efikasnost (veći izlazni moment uz manje ili isto utrošenog energenta – pogonskog goriva).

### 3.2.1 Sastavni dijelovi turbopunjača

a) Kučište jezgre (*eng. bearing housing*) – centralno je kučište koje objedinjuje ispušnu te kompresijsku stranu turbopunjača. Samo kučište nakon odlivanja prolazi strojnu obradu gdje se obrađuju baze za ispušnu i tlačnu stranu, dosjedi za ležajna mjesta te brtvene karike te uljni kanali za dovod ulja do ležajnih mjesta.

Zajedno sa turbinskim vratilom, kompresijskim rotorom te ležajnim mjestima čini radnu grupu (CHRA – *eng. Central housing rotation assembly*), tzv. „srce“ turbine.



Slika 13 Kučište jezgre - Holset [9]

b) Turbinsko kučište (*eng. turbine housing*) je ispušno kučište koje svojim karakteristikama (protočnost – Turbo trim te tlačna karakteristika – A/R omjer) predstavlja ulazni parametar za projektiranje turbopunjača. Samo kučište može biti fiksno, a može imati i upravljači mehanički mehanizam ugrađeni poput rasteretnog ventila (*eng. wastegate*).

Materijali korišteni za kućište jezgre (a) te ispušno kućište (b) najčešće su duktilan *SiMo* lijev otporan na termo zakaljenje – gruboznata struktura: C=3.2-3.8%, Si=4.0-5.0%, S < 0.02%, Mg=0.03-0.07%, Mo=0.5-1.5%. Područje primjene – do 1000 °C (turbo – dieseli).



**Slika 14 Duktilan SiMo lijev [9]**

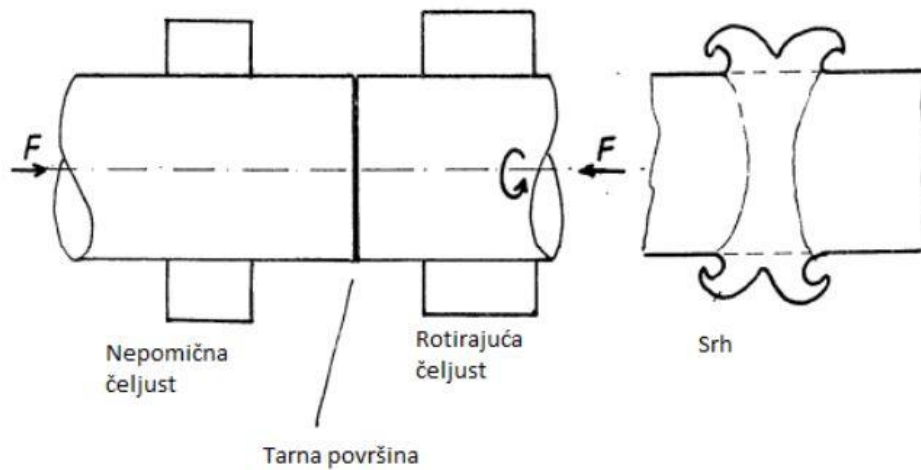
- kućišta od austenitnog nehrđajućeg čelika sitnozrnate strukture, CrNi lijevano kućište otporno na nagle diletacije (turbo – benzinci) te na koroziju – sitnozrnata struktura; Cr=16-21%, Ni=4.5-5.5%, Mg=2-5%, Si=1-2%, Mo=0.4-0.8%, C=0.4-0.5% [10]

Problematika kod turbo-benzinaca predstavljaju visoke vršne temperature ispušnoga plina – do cca 1200°C što navedenim kućištima ne predstavlja problem zbog iznimno visoke stabilnosti uslijed toplinskih diletacija.



**Slika 15 CrNi turbinsko kućište [10]**

c) Turbinski rotor s vratilom predstavlja glavni funkcijski element turbopunjača koji svojim vratilom prenosi moment generiran silom ispušnoga plina i turbinskoga rotora do tlačne strane, tj. kompresijskog rotora. Turbinski rotor i vratilo spojeni su metodom zavarivanja trenjem. [11] (slika 16 i 17)



Slika 16 Zavarivanje trenjem [11]



Slika 17 Turbinsko vratilo – spajanje [12]

Nakon zavarivanja trenjem, u šiljcima se vratilo i rotor bruse na brusilici za vanjsko obodno brušenje te se naknadno obrađuje kanal za dosjed brtvene karike. (slika 18)



**Slika 18 Brušenje turbinskog rotora [12]**

Materijal turbinskog rotora je *INCONEL* – lijevana superlegura sastavljena od Cr/Mo/Co/Ta/Al/Ti/C/Fe/Mn, a odlikuje ju iznimna termootpornosti i žilavosti koja je zatim strojno obrađena (brušenosti) sastavljena od: Cr/Mo/Co/Ta/Al/Ti/C/Fe/Mn. Materijal vratila uglavnom su čelici za poboljšavanje.

c) Kompresijsko kućište napravljeno je od lijevanog aluminija čije su zatim funkcionalne površine strojno obrađene. (slika 19)



**Slika 19 Kompresijsko kućište [13]**

d) Kompresijski rotor predstavlja osnovni element tlačnog sistema, koji svojim karakteristikama definira tlačnu karakteristiku turbopunjača.

Sami rotor može biti napravljen od:

- tlačno lijevani aluminij + strojna obrada dosjeda - upotrebljava se do cca. 2 bara tlaka punjenja (*lijevi na slici 20*)

- kovani aluminij + strojna obrada cjelokupnog komada (*eng. MFS – milled from solid*) – iznimno otporan na abraziju, bolja karakteristika punjenja, upotreba do 5 bara tlaka punjenja (*desni na slici 20*)



**Slika 20 Lijevani te kovano/glodani kompresijski rotor [14]**

e) Ležajna mjesta

Iznimno bitno kod odabira materijala za ležajna mjesta svojstvo je samopodmazivanja. Radijalni ležajevi su lijevani te strojno obrađeni dok su aksijalni uz lijevanje često i naknadno kovani ili višeplatni s željeznom jezgrom koja povećava savojnu čvrstoću. Materijali koji se koriste su bijela kovina te ležajna bronca.

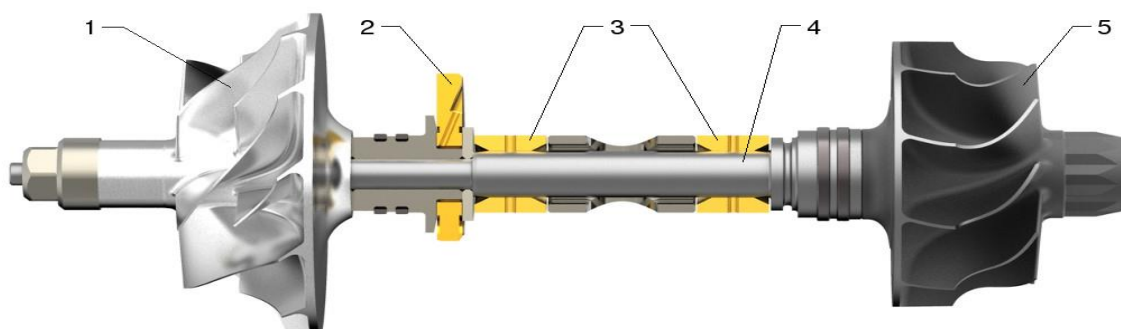


**Slika 21 Ležajna mjesta te brtvne karike [13]**

### 3.3 O uljima i kliznim ležajevima

Podmazivanje i hlađenje radne grupe - jezgre turbopunjača (CHRA) izvedeno je putem tlaka ulja.

Radijalni ležajevi kod turbopunjača mogu biti lebdeći ili polulebdeći gdje uslijed protoka ulja pod tlakom turbinsko vratilo „lebdi“ unutar radijalnih ležaja, a radijalni ležajevi također se podešavaju unutar kućišta jezgre – sumarno nema dodira vratila s ležajnim mjestima. (slika 22). Aksijalni ležaj uglavnom je fiksiran putem vijaka.



Slika 22 Ležajna mjesta [13]

pri čemu su:

1 – komp. rotor/ 2. – aksijalni ležaj/ 3. radijalni ležajevi/ 4. i 5. turbinski rotor s osovinom

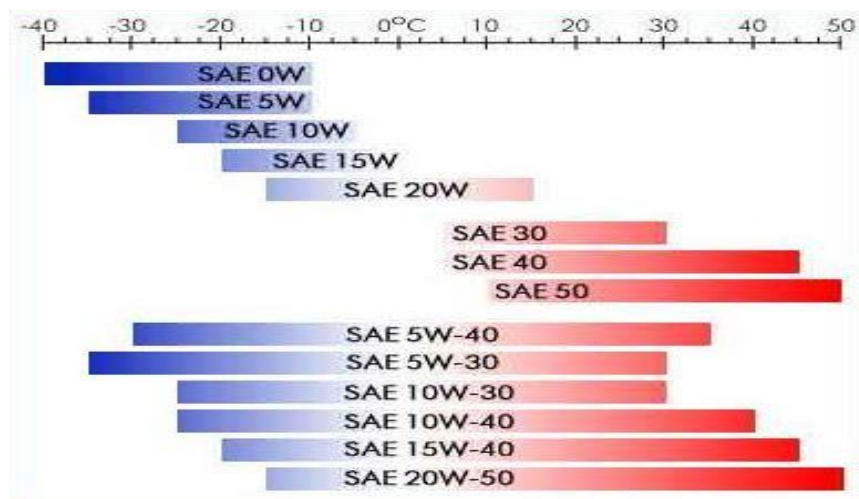
- Aksijalni ležaj – ne dozvoljava aksijalne sile nastale pod utjecajem sile ispušnog plina koji „gura“ turbinski rotor u kućište jezgre

- Radijalni ležajevi – preuzimaju radijalne sile nastale uslijed rotacije rotora

Glavnu ulogu u svojstvu podmazivanja ima ulje te ono za ispravan i dugotrajan rad turbopunjača mora zadovoljavati navedena svojstva:

- viskozitet (gradaciju) za navedeni motor s unutrašnjim izgaranjem kako bi bilo namijenjeno za motore s ugrađenim turbopunjačima zbog traženog svojstva visoke točke plamišta kako bi se spriječilo izgaranje ulja u kućištu jezgre

- uporabna trajnost – dugotrajnom upotrebom slabi uljni film koji gubi svojstvo nošenja sila, raste hlapivost što povećava gustoću ulja, a time i protok. Navedeno dovodi do smanjenog podmazivanja i hlađenja turbopunjača.



**Slika 23 Gradacije ulja u ovisnosti na ambijentalnu temperaturu [15]**

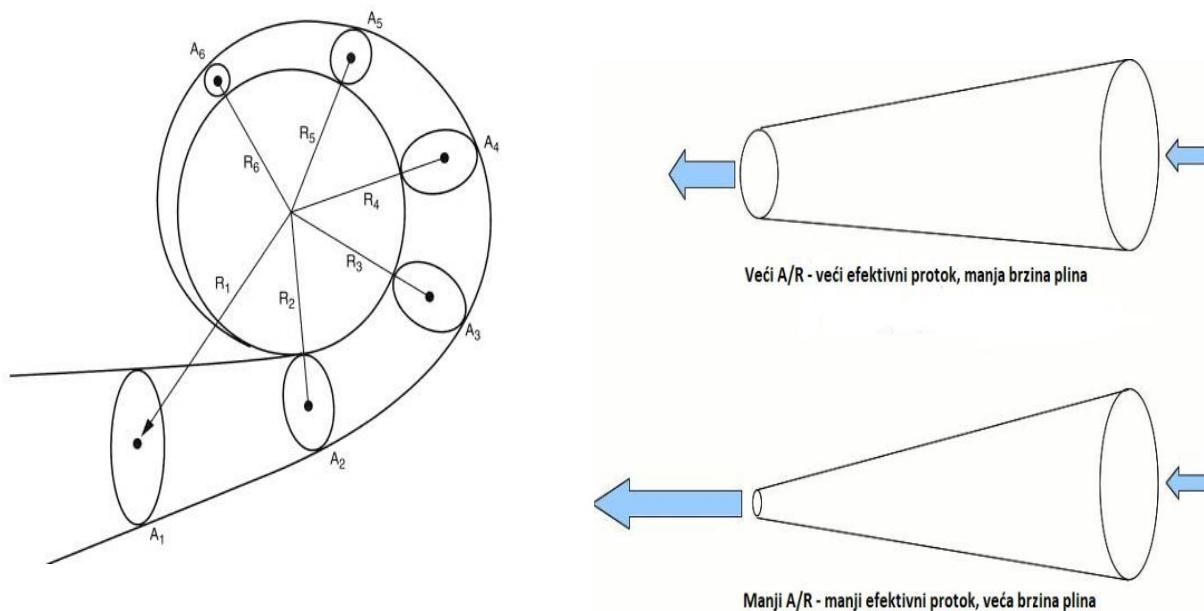
Gradacija ulja govori nam za koje ambijentalne uvjete je ulje namijenjeno, a posljedično je li zadovoljava normu koju zahtjeva proizvođač motora. Kako bi se olakšala podjela ulja, *SAE - Society of Automotive Engineers* je napravio podjelu ulja u monogradna ili višegradna (upotreba u većem rasponu ambijentalne temperature). Navedena klasifikacija postala je osnova podjele gradacija suvremenih maziva za motore s unutrašnjim izgaranjem. (slika 23)

### 3.4 A/R omjer kućišta

Omjer tlačenja ispušnog ili tlačnog kućišta označava se A/R omjerom, tj. omjerom efektivne površine pužnice te radijusa od centralne osi kućišta te referentne površine. Sami omjer iznimno je bitan kod projektiranja turbopunjača.

Što je A/R omjer veći, veći je i efektivni protok samoga kućišta, ali je i efekt tlačenja manji što neminovno dovodi do kasnijeg stvaranja tlaka jer rezultanto ubrzanja plina prema ispušnom rotoru kasni. Ista logika je i kod odabira kućišta manjeg A/R broja što dovodi do ranog stvaranja tlaka, ali i većeg prigušenja motora uslijed finalno manje protočnosti kućišta. (slika 24)





Slika 24 A/R omjer [16]

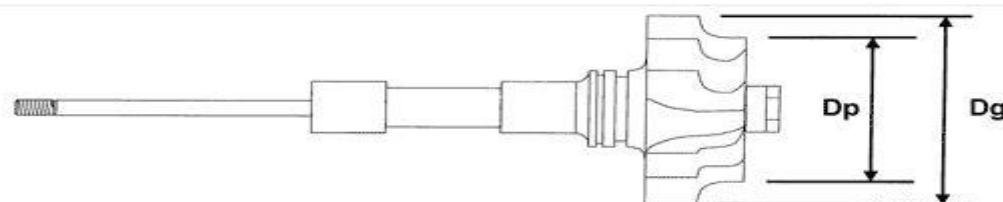
### 3.5 Turbo trim

Turbo trim predstavlja omjer protoka ispušnog – turbinskog ili tlačnog – kompresijskog rotora, a računa se prema formuli:

$$TRIM = \left(\frac{D_p}{D_g}\right)^2 \cdot 100 \quad [-] \quad (15)$$

Pri čemu je prema slici 25:

$D_p < D_g$ , a TRIM je u rasponu od 0 do 100



Slika 25 Turbo trim [16]

Što je Turbo trim veći, veći je i protok samih rotora, ali odaziv sporiji i suprotno.

### 3.6 Vibracije kod turbopunjača

Vibracije su periodično ili ciklično gibanje mehaničkih sustava (strojevi, građevine i drugo) oko ravnotežnog položaja prouzročeno vanjskom periodičnom silom ili otklonom iz ravnotežnoga položaja. Za razliku od titranja, vibracije se javljaju s relativno malim otklonima od ravnotežnog položaja s obzirom na razmjere mehaničkog sustava. U svakom se titraju potencijalna energija sustava pretvara u kinetičku i obrnuto, uz djelomičan gubitak energije zbog otpora i trenja, koja u obliku topline napušta sustav. [8]

Balansiranje:

- smanjenje vibracija s ciljem povećanja životnog vijeka cijelog sklopa, a pogotovo ležajnih mjesta
- može se vršiti metodom dodavanja ili oduzimanja viška mase (balansiranje CHRA)
- postiže se povećanje trajnosti te efikasnosti turbopunjača (veća pretvorba sile ispušnog plina u rotacijsko gibanje, a manje u radijalne impulse sile)

Osnovna podjela balansiranja:

1) Statičko:

- „grubo“ balansiranje
- korištenje na rotirajućim dijelovima velikih masa
- ne primjenjuje se na turbopunjačima

2) Dinamičko:

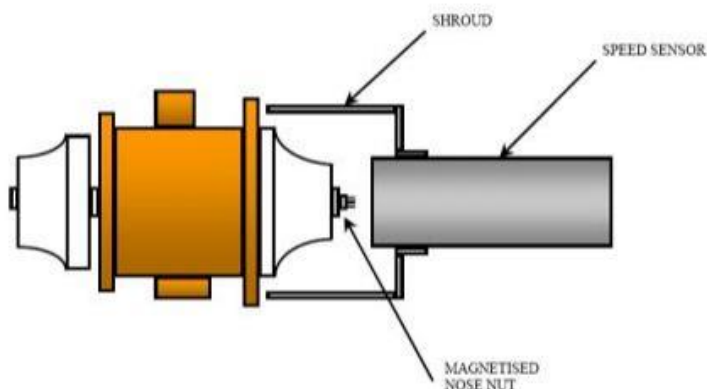
- a) Niskobrzinsko balansiranje
  - masa ima glavnu ulogu u debalansu
  - balansiranje rotirajućeg sklopa zasebno – turbinski i kompresijski rotor
  - fotoćelija očituje okretaje putem oznake na rotoru
  - pogon najčešće mehanički izveden (remen)
  - oko 1500 okr. - balansiranje većih rotora (okvirno preko 60mm)
  - radni okretaji takvih turbopunjača su do 100 000 okr.

- od 3000 – 6000 okr. – balansiranje manjih rotora kao predradnja visokobrzinskog balansiranja (slika 26)



**Slika 26 Niskobrzinsko dinamičko balansiranje [17]**

- b) Visokobrzinsko balansiranje (VSR – eng. vibration sorting rig)
- balansiranje na radnim ili približno radnim okretajima CHRA (do 200 000 okr.)
  - na vibracije utječe i masa i nepravilnosti u geometriji
  - očitavanje okretaja putem magnetskog senzora
  - prva rezonanca je debalans masa (opasno! – stvaranje zvuka + visoki utjecaj na životni vijek!)
  - druga rezonanca predstavlja uglavnom nepravilnost u geometriji – nepravilno strujanje (potencijalno stvaranje zvuka)



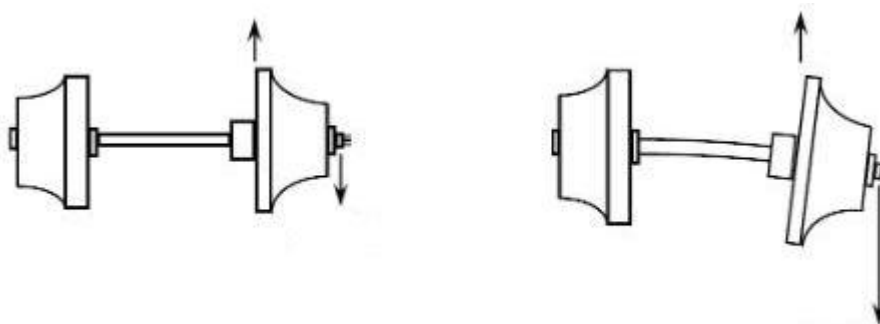
**Slika 27 VSR - očitavanje okretaja vratila [18]**

- Cilj - debalans smanjiti na najmanju vrijednost, tj. ispod traženog tolerantnog polja
- preporučljivo ispod 20 mg/mm statičkog debalansa

### 3.6.1 Problematika balansiranja

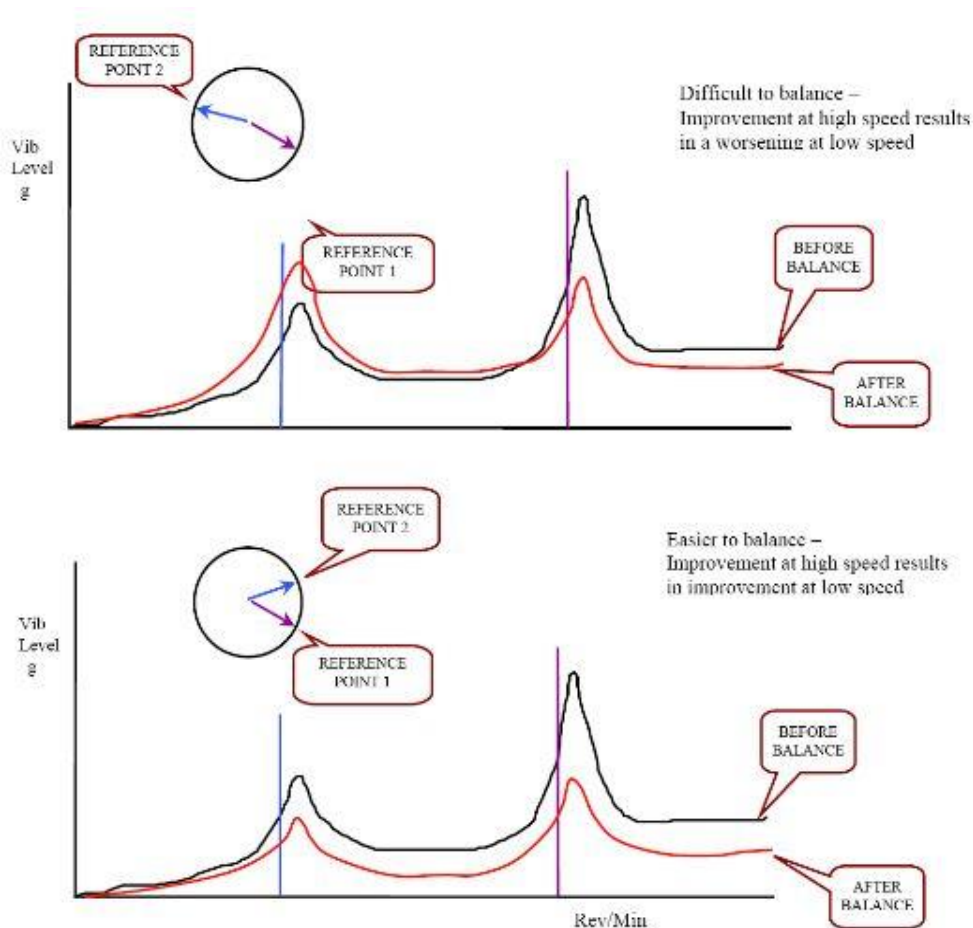
Učestali je problem prilikom popravka turbopunjača upitno - problematično balansiranje radnje grupe zbog potencijalnih čimbenika:

- udar osovine, iznad 0,01 mm van centra (savinoće uslijed mehaničkog ili toplinskog utjecaja) (slika 28)
- pogreška pri sklapanju (npr. nečistoće ispod baze kompresijskog rotora koje ga ne drže okomitim u odnosu na centralnu os osovine)
- mehanička oštećenja
- pogreška pri rukovanju strojem



Slika 28 Nemogućnost balansiranja uslijed savinoća vratila [18]

Dijagram balansiranja sadrži na apscisi referentna okretaje u okr/min, a na ordinati iznos vibracija izražen putem gravitacijskog ubrzanja - g [m/s<sup>2</sup>]. Uobičajeno je za CHRA čiji su radni okretaji preko 150 000 okretaja da je referentna granica 0,8 g do 80 000 okretaja, a preko toga 1,5 g. Često prvo niskobrzinsko balansiranje zna biti zadovoljavajuće dok drugo-VSR zna stvarati problem na način da preporuke stroja vezano za poziciju oduzimanja mase stvaraju još lošiji ukupni balans. U tome slučaju, iznimno je bitno znanje i iskustvo operatera koji iskustveno putem brušenja oduzima na par pozicija minimalni iznos mase na matici za balaniranje te prati zbivanje balansa tokom radnji.



Slika 29 VSR problemi - iskustvo operatera [18]

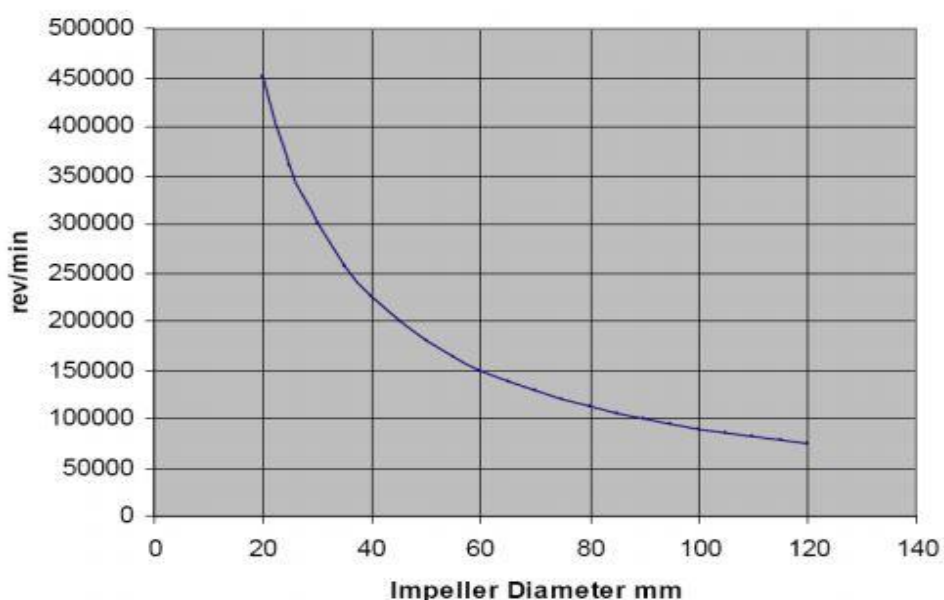
Bitno je napomenuti da niskobrzinsko balansiranje, tj. prva faza, ne definira uspješno balansiranje na VSR-u.

U slučaju udara osovine ispod 0.01mm, prvo će balansiranje biti izvedivo te vrlo vjerojatno i drugo, dok u slučaju udara – savinuća preko 0.01mm, moguće je provesti niskobrzinsko balansiranje, dok drugo VSR zasigurno neće biti provedivo – povišenjem okretaja preko 30 000 okretaja ukupan iznos vibracija prelaziti će graničnih 0.8 g. Rješenje problema uglavnom je promjena turbinskog vratila.

Samo savinuće turbinskog vratila najčešće je uzrokovano toplinskom plastičnom deformacijom pod utjecajem mase turbinskog rotora napravljenog od INCONEL-a, superlegure visoke gustoće (cca 8500 kg/m<sup>3</sup>). Problematika navedenog leži u činjenici da

turbinski rotor može biti zagrijan i do  $800^{\circ}\text{C}$  te se jedan dio topline transferira i na turbinsko vratilo koje se hladi u uljnom filmu. Uslijed nagloga gašenja MSUI u takvim uvjetima, turbinsko vratilo staje jer nema više ispušnoga plina, a uz navedeno nema više ni tlaka ulja koje bi ohladilo samo vratilo što potencijalno dovodi do „izbacivanja“ vratila iz centra.

Idući problem predstavlja postavljanje referentnog broja okretaja pri visokobrzinskom balansiranju. Prekoračenje preporuka može rezultirati pucanjem rotora uslijed prevelikih centrifugalnih sila. Kako bi se navedeno spriječilo iznimno je bitno pridržavati se maksimalnog broja okretaja dozvoljenog za lijevani kompresijski rotor. (slika 30)



**Slika 30 Dozvoljene brzine vrtanje u odnosu na promjer kompresijskog rotora [18]**

Nadalje postavlja se pitanje traženoga tlaka ulja tijekom VSR ispitivanja.

Preporučljivo je vršiti balansiranje pod tlakovima između 4 i 5 bara (smanjuje se mogućnost oštećenja sastavnih dijelova u slučaju krivog sastavljanja ili velikog debalansa). Uz navedeno, tlak oko 4 bara je ujedno i tlak ulja u motoru u srednjim režimima rada. Preduvjet za balansiranje jest zagrijanost ulja na minimalno  $40^{\circ}\text{C}$  zbog smanjenja gustoće, tj. boljeg uklanjanja zračnih čepova te realnijeg ispitivanja propuštanja ulja preko spojeva brtvenih karika, kućišta jezgre te dosjeda karika u turbinskom vratilu te odstojnim čahurama.

## 3.7 Regulacija tlaka komprimiranog zraka

### 3.7.1 Klasičan turbopunjač

U samim počecima, kod sporohodnih dieselskih motora s unutarnjim izgaranjem s malim rasponom radnih okretaja radilo se je o „*sporohodnim*“ turbopunjačima (radna brzina rotora ispod 100 000 okretaja) koji nisu imali regulaciju komprimiranoga zraka, nego jednostavno - *kolika je bila brzina vrtnje rotora, toliko se je stvaralo tlaka.*

I dan danas se takvi turbopunjači ugrađuju često u pogonske agregate relativno malog raspona okretaja (radni strojevi, strujni agregati, brodski motori).



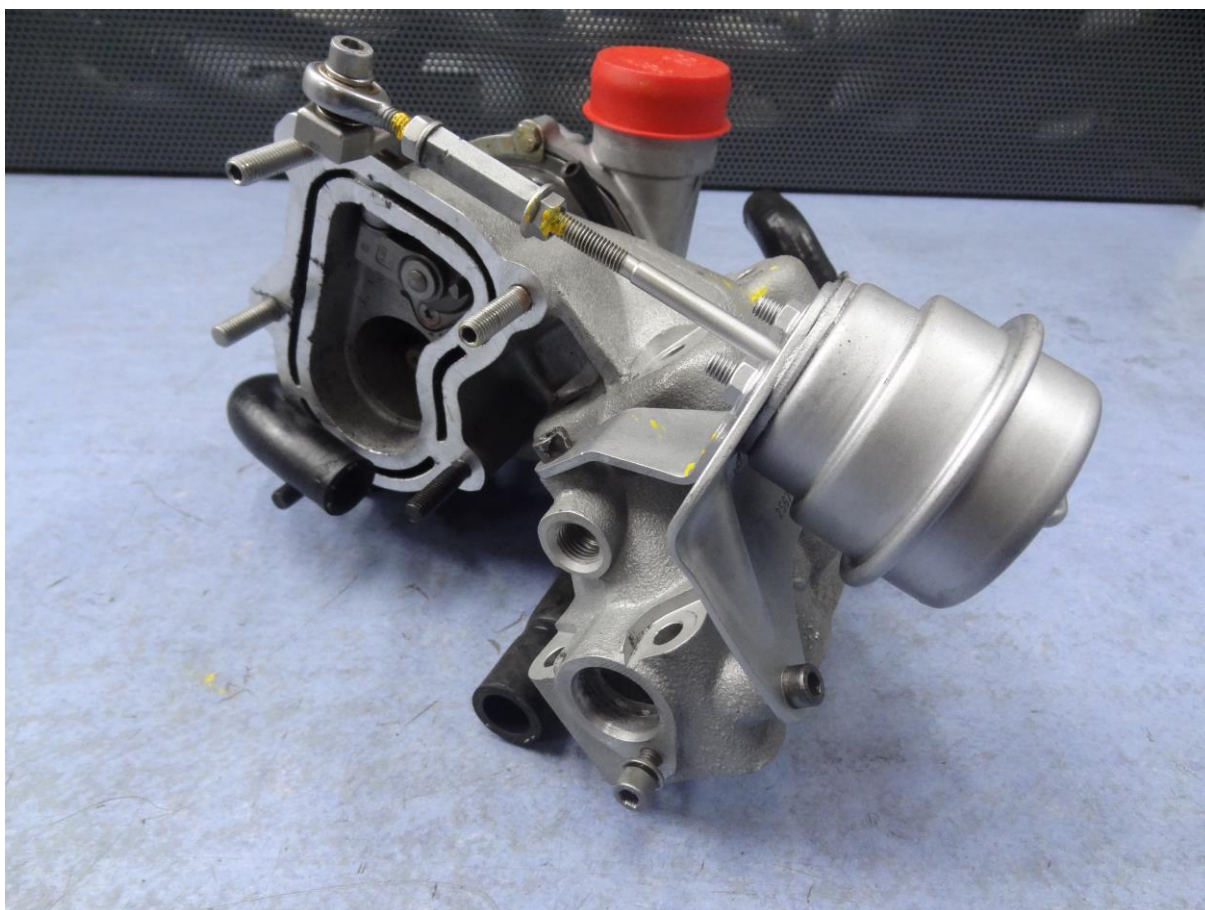
Slika 31 IHI RHB52YW - Yanmar brodski motor [17]

Veliki je nedostatak navedenih turbopunjača uzak raspon okretaja motora u kojima oni efektivno funkcioniraju te su stoga namjenski projektirani za karakteristike motora na koji se ugrađuju.

### 3.7.2 Rasteretni ventil

Razvojem brzohodnih motora s unutrašnjim izgaranjem s tendencijom za velikim rasponom radnih okretaja počelo se otvarati pitanje o premalom/prevelikom tlaku u određenom rasponu okretaja te kako optimizirati (linearizirati) komprimiranje zraka s porastom broja okretaja.

Najjednostavniji model regulacije tlaka je rasteretni ventil (eng. *wastegate*). Radi se o ventilu na ispušnom kućištu koji na traženom tlaku rasterećuje turbinski rotor (ograničavajući njegovu brzinu vrtnje) na način da premošćuje protok ispušnog plina djelomice preko pomoćnog kanala koji struji direktno u ispušni sistem. Sami ventil pokreće se putem vakuumskeg ili tlačnog aktuatora s direktnom ili neposrednom vezom.



Slika 32 BorgWarner K03, Weber 850 JetSki [17]



### 3.7.3 Varijabilna geometrija

Osnovni nedostatak turbopunjača nulto je prigušenje ispušnog sistema do pokretanja radnoga sklopa (tzv. *turbo rupa*), tj. relativno kasno stvaranje tlaka u odnosu na potrebnu količinu ispušnoga plina.

Kako bi se tome doskočilo razvijeni su sistemi varijabilne geometrije (eng. *VNT – Variable Nozzle Turbines*) koji obodno usmjeruju ispušni plin u odnosu na turbinski rotor. Na taj način definira se moment koji pokreće turbinski rotor, a koji je u zavisnosti s protokom i obodnom udaljenosti pod kojom se ispušni plin „sudara“ s rotorom. Rezultat svega je relativno linearna krivulja stvaranja tlaka u zavisnosti s brojem okretaja. Varijabilna geometrija može biti izvedena putem zakretnih lopatica ili putem fiksnih uvlačnih lopatica s kavezom (često u kamionskom programu), a njeno upravljanje može biti preko vakuumskog, tlačnog ili električkog upravljačkog mehanizma – aktuatora.



Slika 33 Garrett 708639 - 1.9 Dci 88kW, vakuumski upravljani VNT [17]

### 3.7.4 BI-turbopunjači

Razvoj tehnike sa zahtjevom za što linearnijom krivuljom razvoja tlaka bez izraženih prigušenja dovelo je do ugradnje Bi-turbo skupnih turbopunjača. Radi se pritom o dva jednostavna turbopunjača s rasteretnim ventilom pri čemu se pri malome tlaku ispušnoga plina pokreće mali visokotlačni turbopunjač, a porastom broja okretaja, a time i količine ispušnoga plina, putem rasteretnog ventila „višak“ ispušnoga plina krene pokretati niskotlačni turbopunjač. Upravljanje rasteretnim prenosnim kanalima omogućeno je preko vakuumskog, tlačnog ili električnog aktuatora.



Slika 34 Borgwarner BI-turbopunjač, MB Sprinter 215 CDI [17]

### 3.8 Kvarovi turbopunjača

Navedene slike s opisima prikazuju klasične kvarove turbopunjača [19]



Pregrijavanje/zaribavanje uslijed manjka tlaka ulja



Oštećenje ležajnih mjesta uslijed tvrdih čestica u ulju



Oštećenja uslijed prolaza stranog tijela preko rotora



Narančina kora na poleđini kompresijskog rotora - prevelika brzina vrtnje



Oštećena ležajna mjesta/manjak podmazivanja/prevelika brzina vrtnje



Pucanje komp. rotora uslijed prevelike brzine vrtnje

## 4. Projektni zadatak – Servis turbopunjača Garrett 753420-0001

U navedenom projektnom zadatku cilj je obuhvatiti kompletan proces servisa turbopunjača s varijabilnom geometrijom. Navedeni proces servisa biti će proveden na kataloškom broju Garrett 753420-0001 koji se ugrađuje na vozila PSA grupacije (Peugeot/Citroen) sa ugrađenim pogonskim agregatom zapremnine 1600 ccm<sup>3</sup> te vršne snage u iznosu od 80kW (1.6 HDI).

Proces servisa može se podijeliti u fazama:

1. Rastavljanje – defektaža
2. Uređenje sastavnih dijelova
3. Sastavljanje i balansiranje radne grupe (CHRA)
4. Sastavljanje kompletnoga turbopunjača
5. Podešenje i plombiranje

### 4.1 Rastavljanje – defektaža

Početnu fazu svakome popravku predstavlja proces rastavljanja, tj. defektaže. Važnost defektaže leži u činjenici da je iznimno bitno uz detekciju kvara odrediti i podrijetlo, tj. uzrok navedenog kako bi se budući kvarovi u budućnosti prevenirali. Često su kvarovi turbopunjača posljedica nepravilnosti, tj. kvarova na motoru, a turbopunjač koji predstavlja najslabiju kariku u lancu prvi počinje pokazivati znakove neispravnosti.

Poželjno je da je sama defektaža u pisanom obliku kako bi se u budućim situacijama moglo relativno lako referirati na prijašnje slučaje. Osim toga, u slučaju da više servisera odrađuje jedan ili više podprocessa popravka, vidljiva su zapažanja na koja se mogu nadovezati.

Sama defektaža započinje zaprimanjem Neispravnog sklopa (NS) za popravak – servis. Prva stavka jest provjera kataloškog broja kako bi se utvrdilo je li servisni predmet (interno u tvrtci *Purić* zvan Proizvodni nalog) istovjetan nalogu te se zapisuje serijski broj pod kojim je zaprimljen turbopunjač kako bi se i prilikom isporuke jamstvo vezalo za navedeni serijski broj (SN – eng. *Serial number*).



**Slika 35 Neispravan sklop – turbopunjač [17]**

Bitno je i provjeriti kompletnost turbopunjača, tj. je li zaprimljen sa svim svojim sastavim dijelovima.



**Slika 36 Kataloški broj [17]**

Iduće slijedi označavanje referentnih pozicija kućišta u odnosu na referentnu poziciju, najčešće dovod ili odvod ulja na kućištu jezge. Označavanje se uobičajeno radi korištenjem točkala, a sama pozicija referentnih točaka na kućištima pisano se naznačava u servisnom nalogu.

Kako bi se utvrdio uzrok neispravnosti turbopunjača, često je od velikog značaja podatak podešenja nultog prigušenja varijabilne geometrije te točka aktivacije. Kako bi se navedeno provjerilo koristi se u slučaju zračnih aktuatora vakuumska ili tlačna pumpa s mjernom urom. Navedeni uređajem ispitujemo, u slučaju ovoga kataloškoga broja na koliko iznosa vakuuma (mjereno u skali u barima) aktuator dotakne graničnik nutlog podešenja varijabilne geometrije.



**Slika 37 Vakuumska provjera podešenja aktuatora [17]**

Navedena kontrola ukazala je na neispravnost aktuatora zbog nemogućnosti zadržavanja vakuuma zbog probušene gumene membrane unutar njega. Iako je stacionarno neispravan, vjerojatno je na vozilu uslijed vakuumske pumpe koja stvara konstantni protok djelomično obavljao svoju funkciju uz određeno zakašnjenje.

Iduća kontrola unutar defektaže pokazuje odstupanje referente pozicije graničnika nultog podešenja varijabilne geometrije putem mjerenja protoka mjereno u  $\text{kg}^3/\text{h}$ . Za mjerenje koristio se je stroj *Viscom Premium* koji funkcionira na način da vakuumski mjeri protok ispušnoga dijela turbopunjača u referentnoj nultoj točki graničnika varijabilne geometrije.

Stroj u svojoj bazi podataka sadrži bazu referentnih vrijednosti protoka sa svojim tolerantnim poljima za svaki kataloški broj turbopunjača.



**Slika 38 Mjerenje protoka varijabilne geometrije [17]**

Nadalje, rastavlja se kompletan turbopunjač.



**Slika 39 Rastavljanje varijabilne geometrije unutar turbinskog kućišta [17]**



**Slika 40 Stara radna grupa (CHRA) [17]**

Već na prvi pogled uočavaju se nepravilnosti – boja naslaga gareži sa varijabilne geometrije te turbinskog rotora ukazuje na iznimno visoke temperature izgaranja uslijed previsokog pretička (*poglavlje 3.2*). Potencijalno je moguće na motoru sa standardnim postavkama zbog nepravilnog podešenja turbopunjača što je rezultiralo trajnim tlakom prepunjavanja u odnosu na ubrizganu količinu goriva ili potencijalnim problemom sa smanjenom količinom ubrizgavanja putem injektora zbog začepljenja na sapnicama uloška.



**Slika 41 Rastavljen turbopunjač [17]**



Nakon rastavljanja popisuje se kompletan izvještaj o defetaži zaključno s dijelovima potrebnim za popravak. (slika 44)

Uočene su brojne nepravilnosti na navedenom turbopunjaču:

- neispravan vakuumski aktuator (slika 37)
- upitno izgaranje – presiromašno (slika 39 i 40)
- pregrijavanje radne grupe uslijed smanjenog protoka ulja - predugi servisni intervali što je dovelo do iznimne degradacije svojstva ulja, ulje je počelo izgarati u kućištu jezgre (slika 42)
- oštećen kompresijski rotor – loša filtracija zraka (slika 43)



**Slika 42** Kućište jezgre te ležajna mjesta [17]



**Slika 43** Oštećen kompresijski rotor [17]

PURIĆ D.O.O.  
SAMOBOR, Andrije Hebranga 54  
PJ : 0330 (3.3) RADIONICA TURBOKOMPRESORA  
SAMOBOR, Andrije Hebranga 54



### RADNI NALOG PROIZVODNJE 0330-157000136-20

Produkt :	PUR753420-0001 REP TURBOKOMPRESOR			JMJ :	KOM
Broj/Godina :	136/2020	Plan proizvodnje :			
Uredžbeni broj :	0330-157000136-20	Sastavnica :			
Broj serije :	0	Djelatnik :	FOT MATIJA		
Status :	1 RN potvrđen	Tip dokumenta :	RADNI NALOG PRO V6		
Datum dokumenta :	25.06.2020	Broj dokumenta :			
Datum zatvaranja :		Napomena :			
Datum knjiženja :		Planirani datum zatvaranja :			
Planirana količina :	1,000	Postotak realizacije :	0,00		
Proizvedena količina :	0,000				
Produkt :	JMJ	Planirano	Utrošeno	%	Kalo. rasip %
<b>NEISPRAVNI SKLOPOVI</b>					
PUR753420-0001 NS NEISPRAVNI SKLOP - TURBO	KOM	0,000	1,000	0,00	0,00 0,00

- Turbinski rotor
- Louprastijski rotor
- brtvena ploča
- servisni kit
- set brtvlja
- kutija 300 x 200 x 100

753420-5  
NAQ 071821

obilježena na ulazu ulja  
ventil neispravan  
ležajna mjesta na osovini potrošena granično  
Poplarnika ?? Pregrijavanje!!  
Mjesto piston ringa na jezgri prošireno!  
Kompenzijski rotor oštećen po vrhovima  
Nešto usisala - lopatice oštećene!!

Slika 44 Radni nalog nakon provedene defektaže [17]

## 4.2 Uređenje sastavnih dijelova

Uređenje sastavnih dijelova turbopunjača podrazumijeva uklanjanje nečistoća te korozivnih produkata sa svih ispravnih dijelova. Uz navedeno moguća je i dodatna strojna obrada u slučaju vađenja puknutih vijaka, ravnanja brtvenih ploha ispušnih kućišta i sl.

Prije svega svi dijelovi se peru u perilici za pranje dijelova pod povišenom temperaturom (oko 60°C) uz korištenje snažnih detergenata kako bi se uklonile masne naslage.



**Slika 45 Pranje u industrijskoj perilici [17]**

Iduće slijedi uklanjanje krutih naslaga nečistoća te korozivnih produkata sa kućišta putem sačmarenja, pjeskarenja ili staklarenja (razlika je u abrazivnom mediju). Iznimno je bitno koristiti respiratorska zaštitna sredstva zbog visokog udjela lebdećih čestica.

Kod korištenja abrazivnih medija treba zaštititi sve funkcijske naležne plohe kod kućišta jezgre i turbinskog vratila - rotora kako se ne bi narušila hrapavost površine te tolerantna polja dosjeda. Osim toga, treba paziti i kod odabira abrazivnih medija; sačma se koristi samo prilikom uređenja željeznih odljevaka, dok se za sve ostalo koriste pijesak – korund ili drobljeno staklo – staklena perla.



**Slika 46 Staklarenje [17]**

Nakon pjeskarenja dijelovi se ispuhuju u komori za pjeskarenje te se nakon toga ponovno podvrgavaju pranju. Nakon pranja dijelovi se ispuhuju – suše te slijedi iduća faza.



**Slika 47 Uredeni dijelovi za sastavljanje [17]**

### 4.3 Sastavljanje i balansiranje radne grupe (CHRA)

Osnovni fokus u popravku turbopunjača predstavlja popravak, tj. servis radne grupe (CHRA). Sami popravak radne grupe sastoji se od navedenih podprocesa:

- niskobrzinsko balansiranje
- sastavljanje radne grupe
- visokobrzinsko balansiranje (VSR)

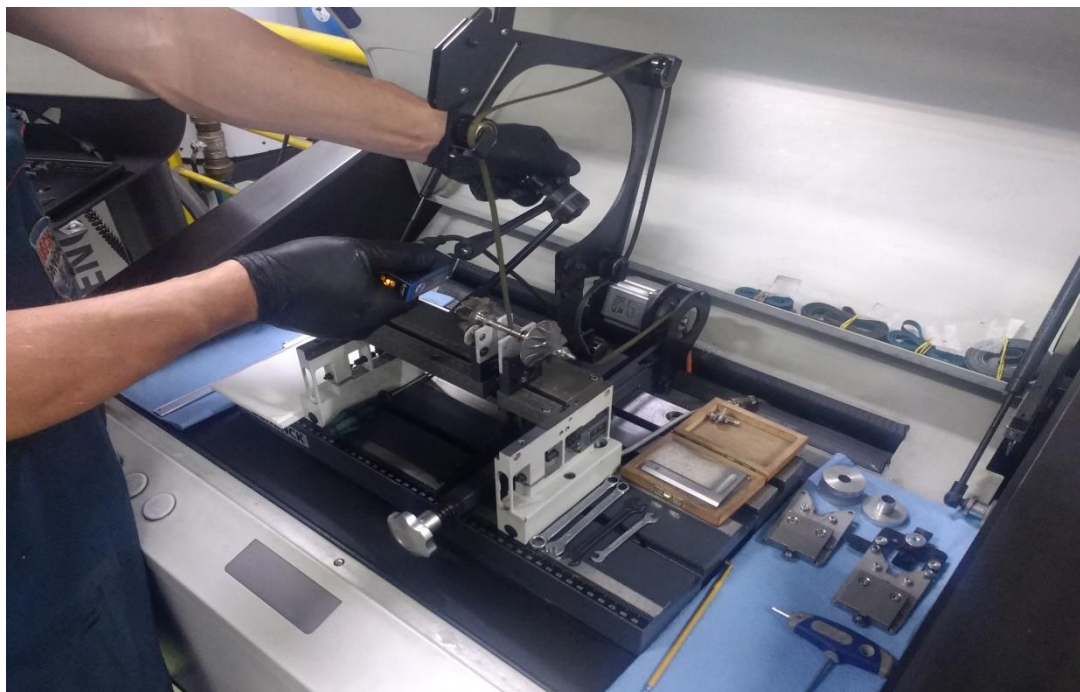
#### 4.3.1 Niskobrzinsko balansiranje radnog sklopa

Niskobrzinsko balansiranje (*poglavlje 3.6*) sastoji se od sastavljanja sklopa turbinskog vratila, odstojnih čahura, kompresorskog rotora te matice koja ga učvršćuje. te se provodi na stroju *Schenck TB Comfort*. (*slika 48*)



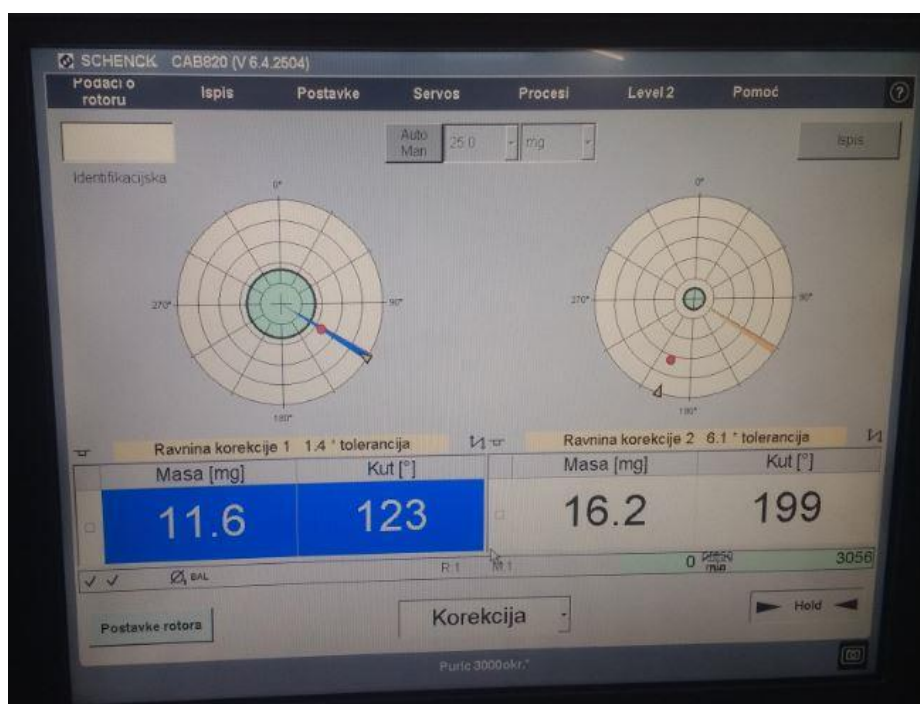
Slika 48 Radni sklop [17]

Sami stroj funkcionira na način da se upišu osnovni parametri, poput brzine vrtnje, razmaka oslonaca, promjer na kojemu se uklanja masa na turbinskom i kompresijskom rotoru te razmak između navedenih promjera. Očitavanje broja okretaja izvodi se korištenjem fotosenzora koji očitava okretaje vratila refleksijom u odnosu na jednu lopaticu turbinskog rotora koju smo prethodno označili bijelom bojom – bitno je postaviti fokus samoga senzora u odnosu na označenu lopaticu (*slika 49*). Pogon vratila izveden je mehanički – putem remena.



**Slika 49** Podešavanje fokusa fotosenzora [17]

Kada smo napravili potrebne predradnje, pokrećemo prvi ciklus ispitivanja balansa koji traje par sekundi te nakon čega stroj proračuna vrijednost debalansa te poziciju na kojoj će se višak mase uklanjati. (slika 50)

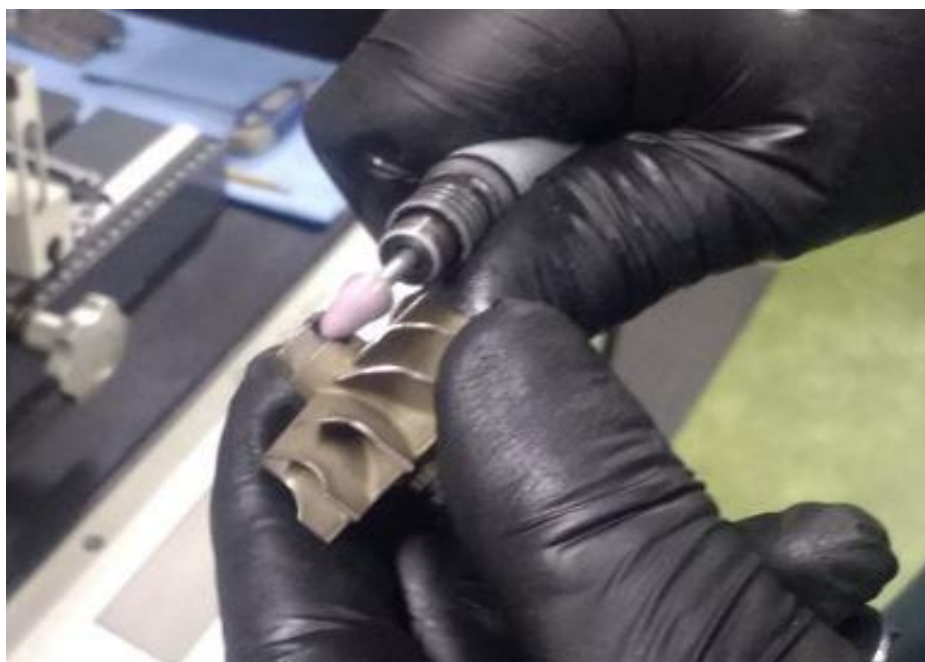


**Slika 50** Rezultati početnog balansiranja [17]

Kada smo pozicionirali vratilo u refentne pozicije “viška” mase, same pozicije označavamo te zatim uklanjamo masu korištenjem brusnog kamena pogonjenog zračnom ili mehaničkom brusilicom. (slika 51, 52)



**Slika 51 Uklanjanje mase - kompresijski rotor [17]**



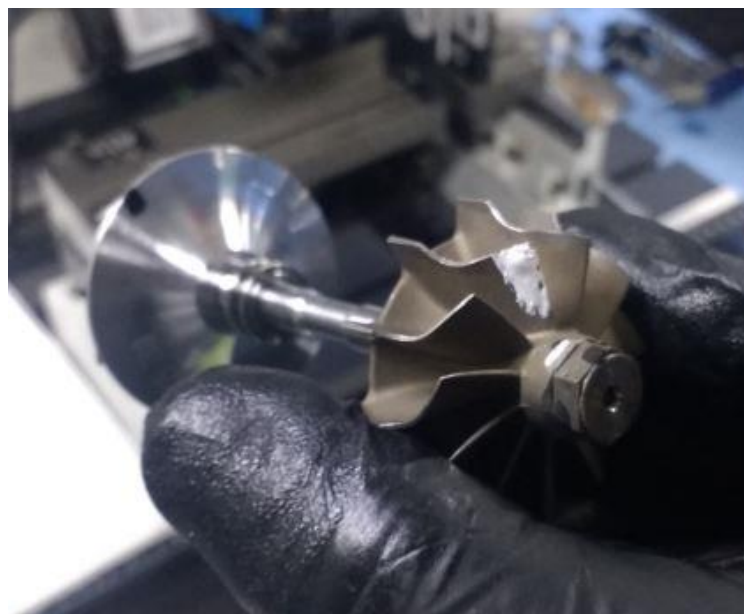
**Slika 52 Uklanjanje mase - turbinski rotor [17]**

Nakon navedenog, vraćamo sklop u oslonce te pokrećemo drugi ciklus ispitivanja balansa.

Samo balansiranje provodi se dok se postigne zadovoljavajući apsolutni balans na obje ravnine (u ovom slučaju ispod 50 mg/mm) (slika 53). Time smo završili proces niskobrzinskog balansiranja, a refentne balansirane pozicije rotora se označavaju. (slika 54)



Slika 53 Finalni rezultat 1. balansiranja [17]



Slika 54 Označavanje refentnih pozicija [17]



### 4.3.2 Sastavljanje radne grupe (CHRA)

Iduće slijedi sastavljanje radne grupe (*slika 56*) koje se sastoji od:

- ugradnje ležajnih mjesta (radijalni i aksijalni) u kućište jezgre
- ugradnje brtvenih karika na turbinsko vratilo i odstožnu čahuru (pozornost treba obratiti na zračnosti između spojeva karika u kućištu jezgre te brtvenoj ploči te bočne zračnosti utora za kariku i same karike)
- ugradnje brtvene ploče (pritezanje putem 4 vijka, korištenje ljepila za osiguranje vijaka)
- pozicioniranje refentnog balansa nakon niskobrzinskog balansiranja
- pritezanje matice kompresijskog rotora sistemom – pritezanje 2 Nm te zakretom za + 90° (lijevokretni navoj! – desnokretna radna grupa)

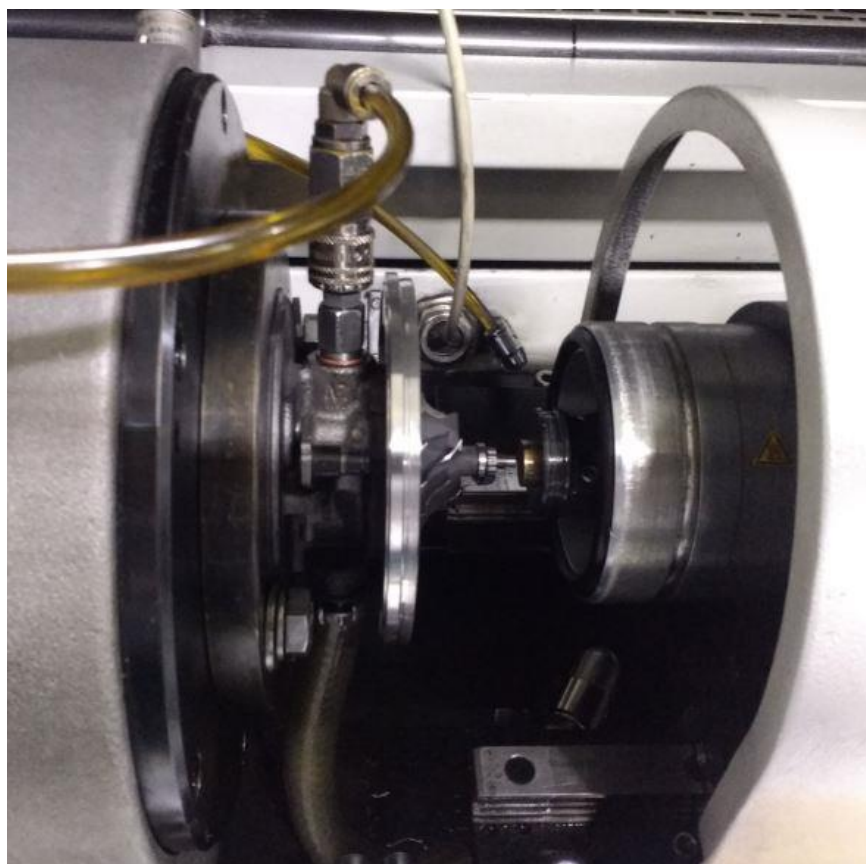


**Slika 55 Sastavljena radna grupa (CHRA) [17]**

### 4.3.3 Visokobrzinsko balansiranje radne grupe (VSR)

Završna fazu u servisu radne grupe predstavlja visokobrzinsko balansiranje (VSR). Samo balansiranje provodi se na stroju *Schenck TB Sonio* koji funkcioniра na principu simulacije realnih uvjeta rada radne grupe na način da se balansira ne refentnim radnim okretajima u stanju podmazivanja pod tlakom ulja od oko 4 bara i temperature od 40°C. Za navedenu radnu grupu koriste se parametri za grupaciju turbopunjača GT1544 pri 150 000 okretaja.

Na početku se u “glavu” stroja ugrađuje priprema za navedenu radnu grupu. Nakon navedenog, na radnu grupu se ugrađuje priključak odvoda te dovoda ulja (M10x1) te se nakon toga sama grupa učvršćuje u pripremu (*slika 56*). Kako bi se omogućilo očitavanje okretaja putem senzora magnetskog polja potrebno je prethodno magnetizirati maticu kompresijskog rotora. (*slika 57*)

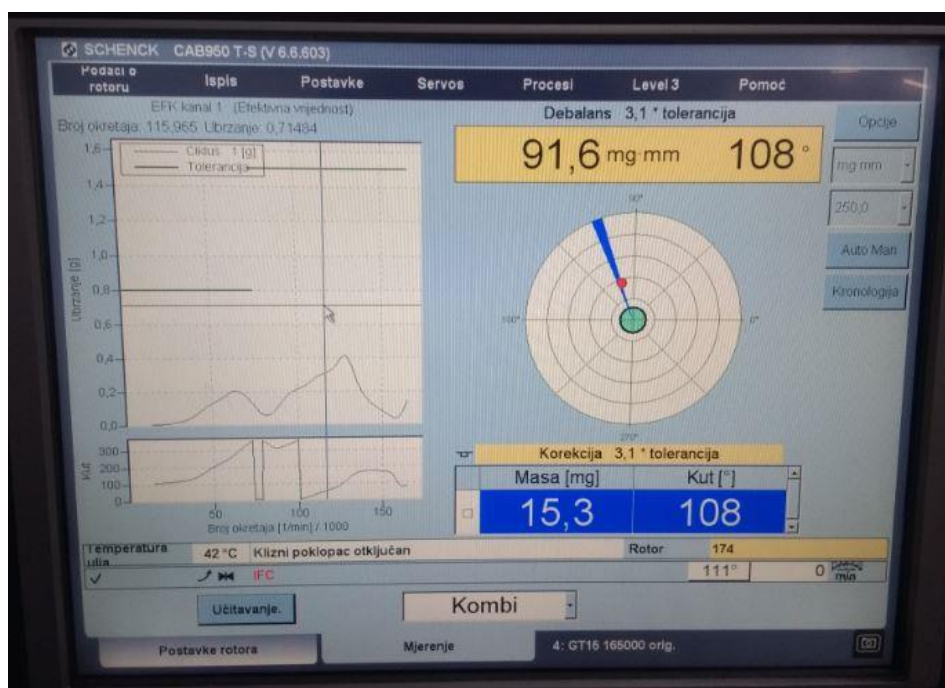


**Slika 56 Radna grupa pripremljena za balansiranje [17]**



Slika 57 Magnetizacija matice kompresijskog rotora [17]

Zaključno, kreće se u prvi proces ispitivanja balansa puštanjem tlaka ulja te zraka potrebnog za pokretanje ispušnog rotora. Nakon postizanje punih okretaja balansiranja zadane ulaznim parametrima, stroj pokazuje na monitoru izračun debalansa te refentnu poziciju sa kalkulacijom viška mase na matici za balansiranje (matica za pritezanje kompresijskog rotora – slika58).



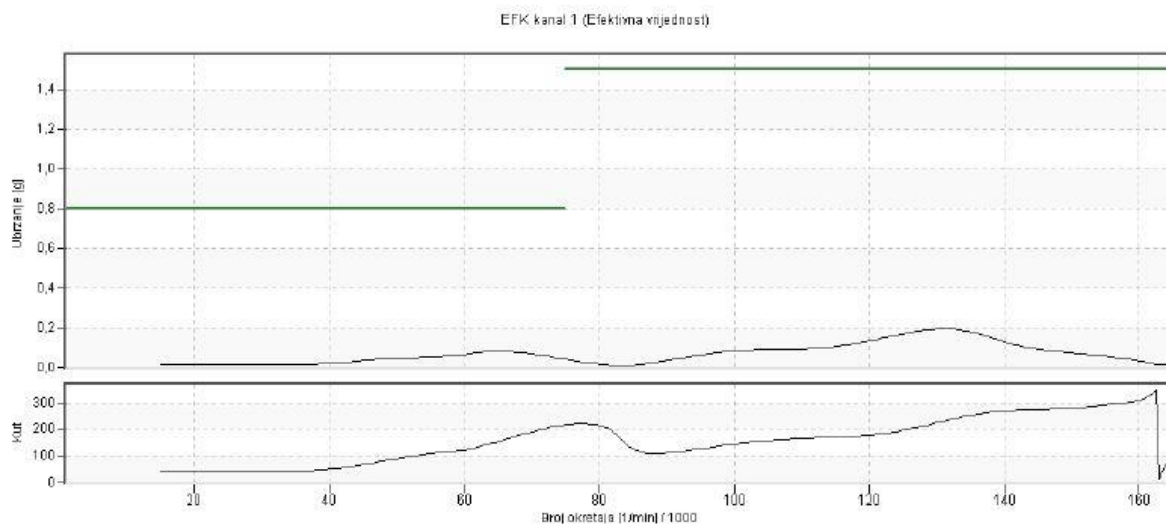
Slika 58 Rezultati prvog visokobrzinskog balansiranja [17]

Zatim se uklanja višak mase, identično kao i kod niskobrzinskog balansiranja te se ponavlja ispitivanje sve dok rezultati balansiranosti ne zadovoljavaju zadane granične vrijednosti (20 mg·mm). (slika 59)



Slika 59 Uklanjanje viška mase na matici kompresijskog rotora [17]

Ispitni rezultati tiskaju se u obliku formulara kako bi bili pokazatelj ispitivanja balansas te se prilažu uz kompletan turbopunjač. (slika 60)



Vibracije debalansa su u toleranciji!

#### Debalans

Stati#ki 22,2 mg·mm 266 ° U toleranciji

#### Korekcija

Ravnina korekcije 1 - Masa (Uklanjanje) 3,71 mg 266 ° U toleranciji

#### Analiza

T (1) Max 1 : Messebene 1 0,08 g 64972 1/min

T (1) Max 2 : Messebene 1 0,19 g 130953 1/min

#### Podatci ulja

Temperatura ulja 39,97 °C

Slika 60 Rezultat visokobrzinskog balansiranja [17]

#### 4.4 Sastavljanje kompletnoga turbopunjača

Sastavljanje turbopunjača kreće suprotnim smijerom u odnosu na njegovo rastavljanje.

Kronologija sastavljanja:

- učvršćivanje ispušnog kućišta u steznu napravu (škripac) kao polazna točka
- ugradnja varijabilne geometrije (pritezanje vijaka varijabilne geometrije korištenjem moment ključa na traženi moment pritezanja – 6.5 Nm) (*slika 61*)



**Slika 61 Pritezanje vijaka varijabilne geometrije moment ključem [17]**

- ugradnja radne grupe u odnosu na referentnu točku dovoda ili odvoda ulja na kućištu
- ugradnja kompresijskog kućišta u odnosu na referentnu točku dovoda ili odvoda ulja na kućištu

## 4.5 Podešenje i plombiranje

Podešenje VNT turbopunjača odvija se u dvije faze:

1. Podešenje nultog protoka varijabilne geometrije u njenoj početnoj točki. Samo podešenje vrši se mjerenjem protoka VNT-a na stroju *Viscom Premium – flow bench*. Stroj u svojoj bazi podataka posjeduje referentne protoke varijabilne geometrije sa svojim tolerantnim poljima. Samo podešenje krajnje je jednostavno, uspoređuje se dobivena vrijednost protoka varijabilne geometrije “na graničniku” te se metodom usporedbe i korekcije ona korigira unutar tolerantnog polja. Sami graničnik je uglavnom usadni vijak s maticom za pritezanje. (slika 62, 63)



Slika 62 Podešenje protoka varijabilne geometrije [17]



Slika 63 Referentni protok varijabilne geometrije [17]

2. Podešenje točke aktivacije vakuumskog aktuatora. Radi se o tome da se nakon ugradnje vakuumskog aktuatora njegova točka aktivacija treba podesiti u odnosu na graničnik varijabilne geometrije koji je prethodno podešen u fazi 1. Točka aktivacije podešava se na način da se podesi duljina poluge aktuatora na refentni vakuum na kojemu poluga varijabilne geometrije dođe do graničnika. Na navedenom kataloškom broju turbopunjača – 753420 točka aktivacije je -0.60 bara do graničnika. Uređaj koji koristimo za generiranje vakuuma jest vakuumska pumpa s manometrom – korištena i u *Defektaži* prilikom provjere ispravnosti aktuatora. (slika 64)

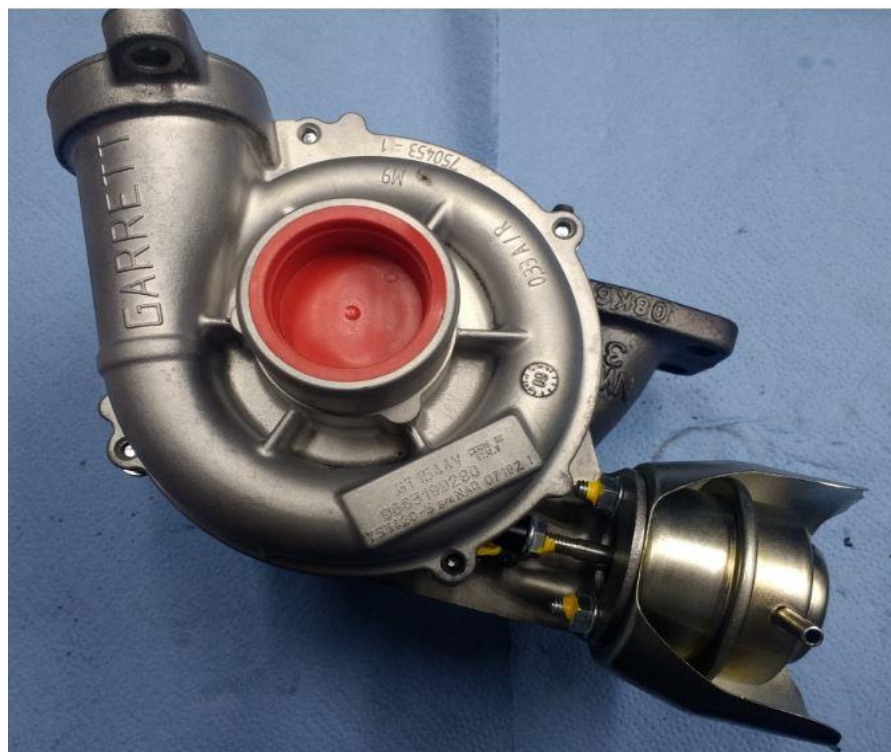


**Slika 64** Podešavanje vakuumskog aktuatora [17]

Završno, plombiranjem sklopa označavanjem bojom ključnih podešenja (graničnik varijabilne geometrije, poluga aktuatora, vijci na kućištima) osiguravamo da se mogu prepoznati eventualne promjene podešenja napravljene nakon isporuke turbopunjača. (slika 65, 66)



Slika 65 Plombiranje podešenja [17]



Slika 66 Sastavljeni i plombirani tubopunjač [17]



## 5. ZAKLJUČAK

Uvođenjem prednabijanja motora s unutrašnjim izgaranjem dobiva se značajno bolja iskoristivost u odnosu na motore s klasičnim prirodnim (atmosferskim) usisom. Kao osnovni segment sistema prednabijanja s vremenom postavio se turbopunjač – sklop koji iskorištava kinetičku energiju “odbačenoga” ispušnoga plina te ju koristi u komprimiranje zraka korištenoga u sistemu prednabijanja. Razvojem tehnike razvijale su se i varijacije regulacije tlaka punjenja s ciljem smanjenja tzv. *Turbo rupe*; od klasničnog - fiksnog turbopunjača, upravljanja tlaka punjenja preko rasteretnog ventila ili varibilnom geometrijom (VNT) do BI – turbopunjača.

Sama konstrukcija turbopunjača postavlja ga kao najslabiju kariku u lancu vezanog uz rad motora s unutrašnjim izgaranjem. Tlakom ulja iz MSUI turbopunjač se podmazuje i hladi, filtrirani zrak usisava te tlači prema usisu, a relativno konzistentan ispušni plin ga pogoni. Bilo kakva nepravilnost u nekoj od navedenih stavaka neminovno dovodi do kvara turbopunjača.

Pregledom procesa popravka vidljiva je važnost defektaže zbog utvrđivanja podrijetla kvara kako bi se riješio i uzrok, a ne samo posljedica kvara što je uglavnom sami turbopunjač. Montaža turbopunjača na neriješeni uzrok kvara, nije riješenje, nego zaobilazjenje problema koji će se opet ponoviti.

Uz osnovni mehanički dio rastavljanja i sastavljanja, veliku važnost tijekom popravka treba posvetiti balansiranju radne grupe s ciljem maksimaliziranja trajnosti i efikasnosti turbopunjača. Uz navedeno, bitna su i finalna podešenja koja optimiziraju rad turbopunjača sukladno namjeni.

Finalno, bilo kakva nepravilnost ili preskakanje koraka tijekom procesa popravka dovodi u pitanje ispravnost i dugotrajnost samoga turbopunjača.

## 6. LITERATURA

- [1] Mahalec I., Lulić Z., Kozarec D.: *Motori s unutarnjim izgaranjem*;  
Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2010.
- [2] Živković, Ž., *Teorija mašina i mehanizama - Kinematika*, Mašinski fakultet, Niš, 1992.
- [3] <http://www.autonet.hr/arhiva-clanaka/>
- [4] Mirko Grljušić, *Motori s unutrašnjim izgaranjem*, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje sveučilišta u Splitu, 2000.
- [5] Dragutin Krpan, *Klipni motori s prednabijanjem*, Tehnička knjiga, 1969.
- [6] Hrvoje Požar, *Tehnička enciklopedija*, 9. svezak, 1984.
- [7] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D.: *Skripta - Motori s unutarnjim izgaranjem*, Sveučilište u Zagrebu, FSB, Zagreb, 2010.
- [8] "Hrvatska enciklopedija", Leksikografski zavod Miroslav Krleža, Zagreb, 2016.
- [9] <https://www.cummins.com/components/turbo-technologies>
- [10] <https://data.epo.org/publication-server/rest/v1.0/publication-dates/20171108/patents/EP2980253NWB1/document.pdf>
- [11] ASM International Handbook Committee: *ASM Handbook –Welding Fundamentals and Processes*, 2011
- [12] <https://caboturbo.nl/frictie-lassen-as-turbinewiel>
- [13] <https://www.garrettmotion.com/>
- [14] <http://turbolabofamerica.com/>
- [15] <https://wiki.anton-paar.com/en/sae-viscosity-grades/>
- [16] [https://www.turbomaster.info/eng/turbos/concepts\\_trim.php](https://www.turbomaster.info/eng/turbos/concepts_trim.php)

[17] Vlastiti izvor, snimljeno u prostorijama tvrtke Purić d.o.o.

[18] Introduction to the principles of turbocharger core balancing using the Turbo Technics, Turbotechnics handbook 2011., United Kingdom

[19] Melett repair handbook, 2019., United Kingdom

[20] <https://en.wikipedia.org/wiki/>

## 7. PRILOZI

### 7.1 Popis slika

Slika 1 Podjela toplinskih strojeva [1].....	1
Slika 2 Konfiguracija cilindara [3] .....	3
Slika 3 Klipni mehanizam [2].....	4
Slika 4 4T osnovni taktovi [3] .....	5
Slika 5 p-V dijagram Otto i Diesel ciklusa [20] .....	6
Slika 6 Kompresijski omjer [3] .....	8
Slika 7 Pad nominalne snage motora s porastom nadmorske visine [5] .....	11
Slika 8 Faktor pretička zraka u radnom području Diesel motora [5] .....	14
Slika 9 Usporedba specifične potrošnje goriva kod motora bez i s prednabijanjem [5] .....	17
Slika 10 De Lavalova mlaznica [20] .....	19
Slika 11 Centripetalna i centrifugalna sila [8] .....	20
Slika 12 Sastavni dijelovi turbopunjača [13].....	21
Slika 13 Kućište jezgre - Holset [9].....	22
Slika 14 Duktilan SiMo lijev [9] .....	23
Slika 15 CrNi turbinsko kućište [10].....	23
Slika 16 Zavarivanje trenjem [11] .....	24
Slika 17 Turbinsko vratilo – spajanje [12] .....	24
Slika 18 Brušenje turbinskog rotora [12] .....	25
Slika 19 Kompresijsko kućište [13].....	25
Slika 20 Lijevani te kovano/glodani kompresijski rotor [14].....	26
Slika 21 Ležajna mjesta te brtvene karike [13] .....	26
Slika 22 Ležajna mjesta [13] .....	27

Slika 23 Gradacije ulja u ovisnosti na ambijentalnu temperaturu [15] .....	28
Slika 24 A/R omjer [16] .....	29
Slika 25 Turbo trim [16].....	29
Slika 26 Niskobrzinsko dinamičko balansiranje [17].....	31
Slika 27 VSR - očitavanje okretaja vratila [18] .....	31
Slika 28 Nemogućnost balansiranja uslijed savinuća vratila [18].....	32
Slika 29 VSR problemi - iskustvo operatera [18].....	33
Slika 30 Dozvoljene brzine vrtnje u odnosu na promjer kompresijskog rotora [18] .....	34
Slika 31 IHI RHB52YW - Yanmar brodski motor [17].....	35
Slika 32 BorgWarner K03, Weber 850 JetSki [17].....	36
Slika 33 Garrett 708639 - 1.9 Dci 88kW, vakuumski upravljani VNT [17] .....	37
Slika 34 Borgwarner BI-turbopunjač, MB Sprinter 215 CDI [17].....	38
Slika 35 Neispravan sklop – turbopunjač [17] .....	41
Slika 36 Kataloški broj [17].....	41
Slika 37 Vakuumska provjera podešenja aktuatora [17].....	42
Slika 38 Mjerenje protoka varijabilne geometrije [17] .....	43
Slika 39 Rastavljanje varijabilne geometrije unutar turbinskog kućišta [17].....	43
Slika 40 Stara radna grupa (CHRA) [17] .....	44
Slika 41 Rastavljen turbopunjač [17] .....	44
Slika 42 Kućište jezgre te ležajna mjesta [17].....	45
Slika 43 Oštećen kompresijski rotor [17] .....	45
Slika 44 Radni nalog nakon provedene defektaže [17] .....	46
Slika 45 Pranje u industrijskoj perilici [17].....	47
Slika 46 Staklarenje [17] .....	48
Slika 47 Uređeni dijelovi za sastavljanje [17] .....	48

Slika 48 Radni sklop [17] .....	49
Slika 49 Podešavanje fokusa fotosenzora [17] .....	50
Slika 50 Rezultati početnog balansiranja [17] .....	50
Slika 51 Uklanjanje mase - kompresijski rotor [17] .....	51
Slika 52 Uklanjanje mase - turbinski rotor [17] .....	51
Slika 53 Finalni rezultat 1. balansiranja [17] .....	52
Slika 54 Označavanje referentnih pozicija [17] .....	52
Slika 55 Sastavljena radna grupa (CHRA) [17] .....	53
Slika 56 Radna grupa pripremljena za balansiranje [17] .....	54
Slika 57 Magnetizacija matice kompresijskog rotora [17] .....	55
Slika 58 Rezultati prvog visokobrzinskog balansiranja [17] .....	55
Slika 59 Uklanjanje viška mase na matici kompresijskog rotora [17] .....	56
Slika 60 Rezultat visokobrzinskog balansiranja [17] .....	56
Slika 61 Pritezanje vijaka varijabilne geometrije moment ključem [17] .....	57
Slika 62 Podešenje protoka varijabilne geometrije [17] .....	58
Slika 63 Referentni protok varijabilne geometrije [17] .....	58
Slika 64 Podešavanje vakuumske aktuatora [17] .....	59
Slika 65 Plombiranje podešenja [17] .....	60
Slika 66 Sastavljeni i plombirani tubopunjač [17] .....	60

## 7.2 Popis oznaka

VNT – eng. *Variable nozzle turbine* – tubopunjač s varijabilnom geometrijom

MSUI – motor s unutarnjim izgaranjem

GMT – gornja mrtva točka (eng. TDC – Top dead center)

DMT – donja mrtva točka (eng. BTC – Bottom dead center)

$V_{motora}$  – radni obujam (volumen) motora [ $m^3$ ]

$H$  – hod klip od GMT do DMT [m]

$d$  – provrt cilindra [m]

$\pi$  – 3.141592

$z$  – broj cilindara

$p_i$  – srednji indicirani tlak [Pa]

$p_e$  – srednji efektivni tlak [Pa]

$n$  – brzina vrtnje [ $min^{-1}$ ]

$T$  – taktnost motora [-]

$\eta_i$  – efektivni stupanj djelovanja

$\rho_{s,o}$  – gustoća smjese zraka i goriva kod standardne atmosfere [ $kg_{zr}/kg_g$ ]

$\rho_{z,o}$  – gustoća zraka kod standardne atmosfere [ $kg_{zr}/kg_g$ ]

$H_d$  – donja ogrjevna vrijednost goriva [ $kJ/kg_g$ ]

$\lambda$  – faktor pretička zraka [-]

$Z_o$  – stehiometrijska količina zraka za izgaranje [ $kg_{zr}/kg_g$ ]

$\lambda_{pu}$  – stupanj punjenja [ $\text{kg}_{\text{zr}}/\text{kg}_{\text{zr}}$ ]

$m_{z,izg}$  – masa zraka dostupna za izgaranje u cilindru nakon zatvaranja usisnog ventila [ $\text{kg}_{\text{zr}}$ ]

$m$  - masa [kg]

$g$  - gravitacijska konstanta [ $\approx 9,81 \text{ m/s}^2$ ]

$h$  - visina o odnosu na nadmorsku visinu [m]

$p$  – tlak [Pa]

$T$  – temperatura [K]

$v$  – brzina [m/s]

$r$  - radijus gibanja [m]